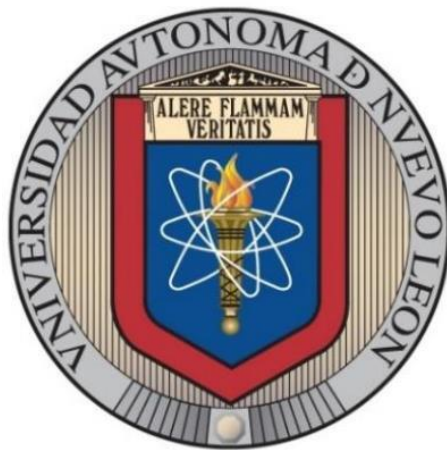


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN FILTRO DE ACEITE
PARA MOTOR DE VEHÍCULO PESADO CLASE 8**

**POR
JOSÉ ABRAHAM CENTENO BASURTO**

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

OCTUBRE, 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN FILTRO DE ACEITE
PARA MOTOR DE VEHÍCULO PESADO CLASE 8**

**POR
JOSÉ ABRAHAM CENTENO BASURTO**

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO

OCTUBRE 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN FILTRO DE ACEITE PARA MOTOR DE VEHÍCULO PESADO CLASE 8" realizada por el alumno "JOSÉ ABRAHAM CENTENO BASURTO", con número de matrícula 1880619, sea aceptada para su defensa como opción al grado de "MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ"

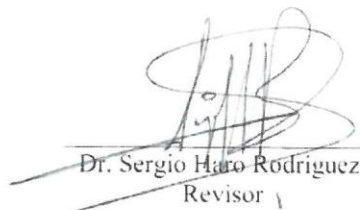
El Comité de Tesis



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Asesor

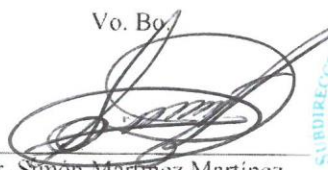


Dr. Mario Alberto Bello Gómez
Revisor



Dr. Sergio Haro Rodríguez
Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirección de Estudios de Posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León,

Octubre del 2018

AGRADECIMIENTOS

A CONACyT por el apoyo económico brindado para realizar mis estudios de posgrado, obteniendo las habilidades y conocimientos para realizar la presente investigación.

Al Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández por su amplio conocimiento en el tema, sus acertadas asesorías, el apoyo en cuanto a herramientas, acceso a cursos y equipo de trabajo. También por su apoyo al conseguir un proyecto donde logré desarrollar los conocimientos adquiridos que más interés me causaron durante la maestría.

Al Dr. Sergio Haro Rodríguez por su apoyo al momento de entrar en la maestría, de igual forma por sus asesorías y direccionamiento en la realización del presente trabajo. Sus acertados consejos y apoyo profesional. También por su sincera amistad.

Al Dr. Mario Alberto Bello Gómez por sus acertadas asesorías, debido a su amplio conocimiento en el tema. Su énfasis e interés en las revisiones contribuyó a un mejor trabajo final. Su amistad y consejos también fueron importantes.

A Grupo Gonher, por la confianza para realizar el proyecto de investigación, en un tema de interés para la empresa. Sobre todo, al ingeniero Jesús Ildefonso Villareal Morales, por darme la oportunidad, confianza, conocimientos e información útil para realizar el presente proyecto.

Al cuerpo académico de la Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz (MCIA), que me apoyaron y dieron los conocimientos necesarios para mi formación profesional en el posgrado.

Mi gratitud siempre presente a mi padre por su amistad y apoyo en todos los sentidos, mis tías que siempre han estado para mí dándome ese amor y comprensión de madre, a mis amigos de la carrera y mis amigos de casi toda la vida. De todos ellos agradezco sus consejos, guía y apoyo en la vida.

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico en especial manera a mi madre Laura Estela Basurto Frausto por darme la vida y su amor mientras Dios le permitió, mi padre José Refugio Centeno Domínguez por su amor, consejos y ejemplo que me generaron el interés en el conocimiento y la ingeniería. A mi tía Enedina Centeno y mi abuela María Domínguez por su amor de madre incondicional, lo que llevo de vida. A mis tías Margarita Basurto, Irma Ibarra, Guadalupe Basurto, Silvia Basurto, Martha Cuellar, que siempre estuvieron para demostrarme el amor que me hubiera dado su querida hermana, así como su apoyo en mi desarrollo profesional y personal.

José Abraham Centeno Basurto

Índice

RESUMEN.....	1
Capítulo I: Introducción	2
1.1 Introducción	2
1.2 Problemática.....	3
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo general	3
1.3.2 Objetivos específicos	3
1.4 Justificación.....	4
1.5 Hipótesis.....	4
Capítulo II: Teoría de Filtros.....	5
2.1 Introducción	5
2.2 Antecedentes	5
2.3 Filtros para equipo pesado	6
2.3 Conceptos principales	16
Capítulo III: Estándares para filtros de aceite	33
3.1 Introducción	33
3.2 Análisis de desempeño.....	33
3.3 SAE HS 806	33
3.4 ISO 4548-12	35
Capítulo IV: Análisis Numérico	38
4.1 Introducción	38
4.2 Análisis estructural por Elemento Finito	38
4.2.1 Teoría de elasticidad	38

4.2.2 Teoría de la energía de la distorsión.	42
4.2.3 Análisis estático por elemento finito.....	43
4.3 Método de volumen finito en dinámica de fluidos computacional (CFD).....	52
4.3.1 CFD (Computational Fluid Dynamics).....	52
4.3.2 Ecuaciones gobernantes.	53
4.3.3 Modelos para flujo turbulento.....	55
4.3.4 Modelos turbulentos de 2 ecuaciones.	57
4.3.5 Método de volumen finito (siglas en inglés FVM)	58
4.3.6 Condición de Courant-Friedrichs-Lewy (condición CFL).....	61
4.3.7 Estudio de independencia de la malla.	61
Capítulo V: Metodología Experimental	63
5.1 Comparativa de desempeño de filtros actuales	64
5.1.1 Estudio de estándares.	64
5.1.2 Comparación de eficiencias y características de los diferentes filtros.	65
5.2 Elementos del filtro base	65
5.3 Selección de elementos del filtro para cambio de diseño	67
5.4 Modelado de piezas y determinación de variables.....	68
5.4.1 Dimensiones y método de modelado de piezas.....	68
5.4.2 Casos de estudio y variables de diseño.	71
5.5 Análisis de caída de presión por CFD.....	75
5.5.1 Preparación del modelo 3D para análisis.	75
5.5.2 Discretización.....	77
5.5.3 Propiedades del fluido.....	82
5.5.4 Condiciones de frontera y modelo CFD.....	84
5.5.5 Tamaño de malla óptimo cerca de la pared.....	87

5.5.6 Validación de modelo viscoso.	88
5.5.7 Estimación de incrementos de tiempo mediante la condición de CFL.	90
5.5.8 Post-procesamiento de las simulaciones CFD.	91
5.6 Análisis estructural por FEM	91
5.6.1 Preparación del modelo 3D para análisis.	91
5.6.2 Propiedades del material	94
5.6.3 Ensamble de elementos	95
5.6.4 Definición de <i>Step</i>	97
5.6.5 Interacciones.	97
5.6.6 Estados de carga.	99
5.6.7 Discretización.....	100
5.6.8 Condiciones de procesamiento y post-procesamiento.	102
Capítulo VI: Resultados y Discusión	103
6.1 Introducción	103
6.2 Resultados de estudios en los modelos CFD y sus validaciones.	103
6.3 Resultados de las simulaciones CFD para placa espaciadora.	106
6.4 Resultados de las simulaciones CFD para tubo central.	111
6.5 Resultados de presión estática en las paredes del elemento.....	114
6.6 Resultados de análisis estructural de los casos propuestos de placa espaciadora	116
6.7 Resultados de análisis estructural de los casos propuestos de tubo central	119
6.8 Gráficos para selección de mejores propuestas.....	124
Capítulo VII: Conclusiones y recomendaciones	126
7.1 Conclusiones	126
7.2 Recomendaciones.....	127
7.3 Aporte Científico.....	127

Referencias.....	129
Índice de Figuras	136
Índice de Tablas	141
RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO	143

RESUMEN

Un elemento modular para la vida útil y correcto funcionamiento del sistema de lubricación, es el filtro de aceite, aun así, el desarrollo tecnológico y científico en la industria de fabricación de filtros ha sido poco en comparación con otras industrias relacionadas, por ejemplo, la industria de producción de aceites que constantemente amplía su gama de productos o mejora los ya existentes. Para el desarrollo de un filtro es importante conocer qué elementos y características contribuyen en el desempeño de un filtro, así como las pruebas en las cuales son analizados y en qué condiciones de operación. Así se identifican las variables potenciales para lograr una mejora en el desempeño mecánico y de filtrado. Dichas variables corresponden al cambio de geometrías de los elementos internos considerando material, el método de fabricación y el equipo existente.

En el presente trabajo se seleccionaron 2 diferentes elementos estructurales del filtro, a cada uno se le hicieron cambios en rasgos geométricos, generando diferentes propuestas de diseño, que son sometidas a análisis numéricos computacionales mediante 2 softwares de simulación (ANSYS Fluent y Abaqus CAE) para simular su comportamiento estructural a dos estados de carga propuestos (pre-carga del resorte y la presión del fluido) como una aproximación a las cargas que se somete al estar el filtro en funcionamiento a bajas temperaturas, con el fin de generar un escenario a una condición crítica (mayor presión diferencial). Las condiciones idóneas del modelo son obtenidas tras análisis de sensibilidad de malla, análisis de la calidad de los elementos, definición de incremento de tiempo por la condición de Courant-Friedrichs-Lewy, la validación de un modelo simple basado en resultados experimentales encontrados en la literatura. Los resultados de ambos análisis (Diferencial de presión y estructural) fueron usados para un análisis comparativo entre las diferentes propuestas de diseño de los 2 respectivos elementos seleccionados, con el fin de encontrar las 2 mejores propuestas que presenten un buen comportamiento estructural y de diferencial de presión.

Como resultado final principal, dicho análisis fue útil para la comparativa de las propuestas, encontrando las 2 mejores por cada elemento estructural.

Capítulo I: Introducción

1.1 Introducción

En lo que respecta a la industria de vehículos pesados, una parte importante es el sistema de lubricación, el cual es uno de los más influyentes en el rendimiento y funcionamiento del vehículo. El propósito principal del sistema es lubricar superficies de deslizamiento y reducir las pérdidas por fricción en el motor, mientras de forma secundaria está relacionado con la transferencia de calor. Es sabido que el aceite lubricante después del combustible es la parte más variable dentro del motor de combustión. La posibilidad de que se usen especificaciones incorrectas o exceder los intervalos de cambio de aceite recomendado, junto con la posibilidad de un desgaste mayor en el motor ha generado el énfasis en el diseño y desarrollo del sistema de lubricación [1].

Uno de los elementos que conforman e influyen en la eficiencia del sistema de lubricación, es el filtro de aceite. Personal del Departamento de Control de Sustancias Tóxicas de California, tras una amplia revisión de más de 200 artículos, encuentran descripciones de reducción en el desgaste de motor, costos de operación y generación de desechos con el uso de filtros HE (Alta Eficiencia, por sus siglas en inglés). Porque la mayoría de los desgastes son causados por partículas entre 5-20 micrómetros (espesor de la película de aceite entre las piezas deslizantes), numerosos estudios documentan una correlación entre la eficiencia de filtración y el desgaste de motor [2].

La producción en EUA de vehículos clase 8 aumentó a 6,000 en el mes de julio 2017, debido a un recorte del mes pasado de 3,000 unidades del plan de producción, por lo cual las expectativas de todo el año para los OEM llegan a más de 252,000 unidades, de acuerdo a estimaciones del vicepresidente de ACT Research, Steve Tam [3]. Por lo tanto, existe un área de interés en la industria de invertir en el desarrollo de mejores filtros o por lo menos crear una cantidad mayor de opciones en la etapa de selección de filtros.

1.2 Problemática

Las exigencias del uso de filtros de alta eficiencia para vehículos pesados, está generando en empresas que no cuentan con productos de ese tipo la necesidad de incurrir en el diseño y fabricación de estos. Esto se debe a que la empresa se ve obligada a comprar los productos que cumplen con las nuevas especificaciones y esto acorta en gran medida sus ganancias. Debido al poco tiempo de lanzamiento de los nuevos filtros, la falta de patentes publicadas, de análisis comparativos e investigaciones que ayuden a comparar los diseños existentes de una forma asertiva y así generar un punto de partida para el cambio de diseño y fabricación de un nuevo producto, la empresa muestra un interés en métodos de análisis que ayuden a agilizar la etapa de diseño de nuevos productos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Modelar y analizar los elementos de un filtro de aceite bajo un criterio basado en las pruebas de desempeño estándar, generando como resultado propuestas de diseño alternativas que satisfagan dicho criterio sin pruebas físicas, ayudando en la reducción de costos de fabricación y diseño de prototipos en la empresa.

1.3.2 Objetivos específicos

- Investigar y comprender los estándares de desempeño para filtros de vehículos pesados.
- Determinar los elementos con mayor oportunidad de cambio de diseño.
- Desarrollar una metodología y modelos comparativos mediante el análisis por Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) del efecto en la caída de presión que generan ciertos elementos de un filtro de aceite.
- Determinar el efecto de la presión hidrodinámica, obtenida en el análisis CFD, en los esfuerzos resultantes en cada elemento de interés tras un análisis estructural.

- Generar al menos dos alternativas de diseño, mediante las comparativas de los resultados de las simulaciones.

1.4 Justificación

El sistema de filtración es una parte muy importante para la vida del motor de un vehículo, por lo cual, en la actualidad las empresas del sector automotriz, en la gama de vehículos pesados, están en constante investigación y desarrollo de filtros con mejor desempeño, con la finalidad de igualar o mejorar el desempeño de los filtros que se encuentran actualmente en el mercado. El uso de la simulación y diseño por computadora permitirá obtener diseños alternativos que permitan a futuro generar prototipos para prueba de desempeño en filtros de aceite.

1.5 Hipótesis

Mediante el análisis estructural y de desempeño de diversos elementos propuestos, previamente modelados, de un filtro de aceite seleccionado, se pueden generar diseños alternativos que cumplan con las nuevas necesidades de los usuarios y a futuro represente un menor costo para la empresa.

Capítulo II: Teoría de Filtros

2.1 Introducción

En la industria de vehículos pesados existen varios tipos o diseños de filtros de aceite, debido a diferencias en sus componentes, capacidades, cantidad de componentes, eficiencia y comportamiento al arranque en frío. Por lo tanto, es necesario mencionar algunos estudios en que se han basado para definir la importancia de ir mejorando y evolucionando dichos componentes, así como las diferencias y funcionamiento de los filtros existentes, conceptos principales, la teoría y ecuaciones que rigen su funcionamiento y los estudios actuales en cuanto a análisis numérico. Todo esto es desarrollado en el presente capítulo.

2.2 Antecedentes

Los filtros han sido un equipamiento estándar en los motores comerciales desde 1935. Los diseños de motores modernos requieren buena filtración para mantener un alto nivel de salida y una larga vida del motor. Después de la aceptación de los sistemas de filtrado como una mejora en los sistemas de lubricación, el desarrollo y evolución de métodos de filtración iniciaron. Nuevos diseños de motores crearon la necesidad de tolerancias más cerradas de anillos, altas cargas, altas velocidades y altas temperaturas. El uso de aceites con aditivos hizo posible el uso de filtros más compactos y de flujo completo [4].

En 1988 un estudio por la *General Motors* (GM, por sus siglas en inglés), correlacionan el desgaste del motor con la eficiencia del filtro. Concluyeron que partículas de polvo en un rango de tamaño de 2-22 μm , desgastan las partes de un motor a una velocidad mayor. El desgaste en las piezas de sus motores fue reducido de un 50% al cambiar a filtros para partículas de 30 μm y reducido en un 70% con filtros para partículas de 15 μm , en comparación con filtros para partículas de 40 μm [5].

En abril de 1997, una importante flota de camiones en Norte América y una importante compañía de aceites comenzaron una prueba conjunta con Fleetguard. El propósito original de la prueba fue evaluar los efectos de los intervalos extendidos de servicio en el aceite y en la durabilidad de los filtros y los motores. Sin embargo, la prueba ayudó a determinar si el análisis del aceite puede ayudar a diferenciar el rendimiento entre filtros. Debido a que el análisis del aceite no es buen indicador para comparar el desempeño de los filtros y su efecto en el desgaste de los motores [6], para determinar el desempeño de un filtro, se necesitan analizar más variables.

Otro estudio fue realizado en el lapso 1997-99, por el Departamento de Recursos Naturales (NCDNR, por sus siglas en inglés), tras la instalación de filtros en derivación a sus camiones escolares en conjunto con el análisis del aceite cada 5,000 millas, los cambios de filtros estándar de flujo completo fueron reducidos a uno por año. Tras este estudio la NCDNR recomendó instalar estos filtros en todos sus camiones, y en 2005 añadieron estos filtros a la lista de procedimientos del estado [2].

En 2006, el Departamento de Energía de Estados Unidos emitió un reporte sobre el uso de filtros en derivación. El reporte indica que, extendiendo los intervalos de cambio de aceite y filtro, es esencial para la reducción de desechos. Mientras la tecnología de los filtros se a mantenido en esencia igual, el reporte notó mejoras continuas en la calidad de los aceites en los pasados 30 años. En el 2008, aceites de bajo grado tienen una vida útil de 8,000 a 10,000 millas mientras que los filtros estándar se obstruían aproximadamente a las 5,000 millas, haciendo necesario un cambio de aceite. El reporte también mostró que tras el uso de aceites totalmente sintéticos se podían alargar los intervalos de cambio de aceite y filtro a cerca de las 20,000 millas, con el uso de filtros HE en vehículos pesados, estos intervalos se pueden alargar hasta a las 60,000 millas o más [2].

2.3 Filtros para equipo pesado

Existen diferentes tipos de filtros para equipo pesado, desde los filtros estándar usados en los sistemas típicos de lubricación, hasta los filtros de HE mencionados en el capítulo 1,

que constan de la integración de los beneficios de los dos anteriores en uno solo [2]. A continuación, se describen estos diseños:

a) Filtro de flujo completo (*Full Flow*). Con este sistema el 100% del flujo de aceite es filtrado antes de llegar a las superficies metálicas deslizantes, como se muestra en la figura 1. Es menos restrictivo y de mayor flujo libre que un filtro en derivación y debería remover todas las partículas lo suficientemente grandes para causar daño inmediato [7]. Para asegurar un suministro de aceite para lubricar el motor bajo cualquier condición, una válvula de alivio es incluida dentro del filtro o en el motor. Bajo condiciones normales la válvula estará cerrada, abrirá y suministrará aceite directo del contenedor al motor cuando el filtro quede obstruido con contaminantes y sea muy restrictivo al flujo de aceite. Fabricantes creen que es mejor suministrar aceite no filtrado al motor que consumir los elementos deslizantes del motor por falta de aceite [8].

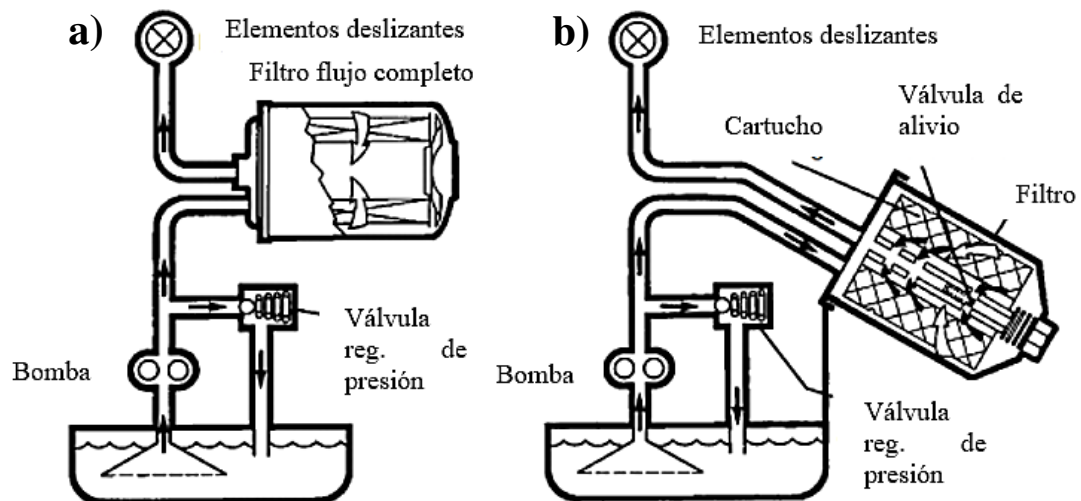


Figura 1. a) Diagrama simplificado de un filtro de flujo completo sellado y b) de cartucho intercambiable [8].

Debido a la necesidad de filtrar relativamente a altas velocidades de flujo, los filtros de alto flujo son típicamente diseñados usando medios más porosos que los

filtros *by-pass*. La porosidad alta admite alto rendimiento de aceite mientras que produce caídas de presión deseablemente bajas. Así, el alto flujo provee protección continua al motor mediante una remoción constante de partículas relativamente grandes [9].

b) Filtro en derivación (*Bypass*). Cuenta con un sistema de derivación, alrededor del 10% del flujo de aceite es finamente filtrado y regresado al contenedor donde este se mezcla y reduce la proporción de aceite sucio, esto se ilustra en la figura 2. Es un proceso continuo y en cuestión de minutos todo el aceite es filtrado [7]. Estos filtran contaminantes sólidos del aceite incluidas partículas abrasivas finas y hollín de una micra o menos en algunos tipos. Algunos de los filtros de derivación pueden ayudar a evaporar líquidos, tales como gasolina, anticongelante, lo cual pueden reducir o eliminar subproductos de oxidación conocidos como goma y barniz. También mantiene una viscosidad propia por propiedades de enfriamiento, extiende la vida del aceite, ahorrando costos de cambios de aceite y la reducción de la producción de aceite usado [10].

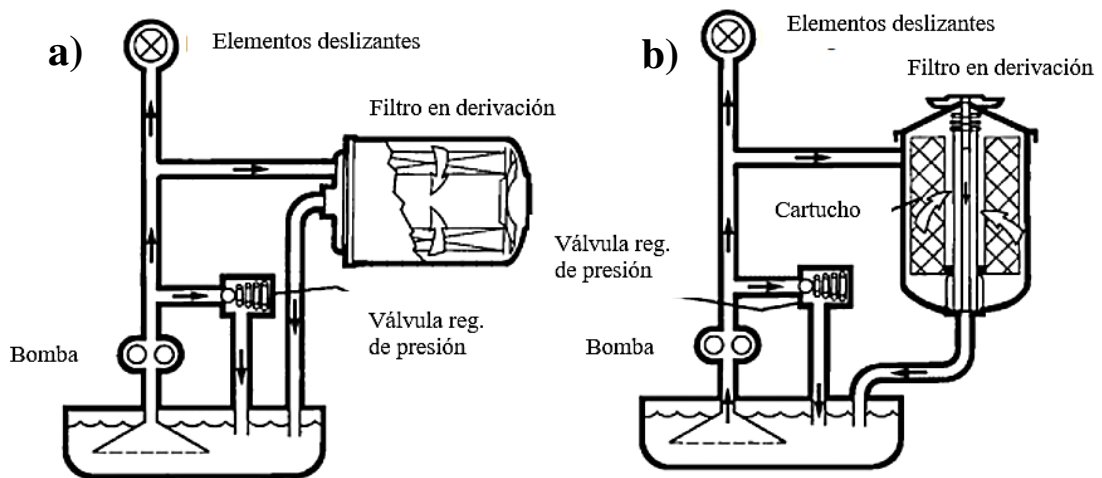


Figura 2. a) Diagrama simplificado de un filtro en derivación sellado y b) de cartucho reemplazable [8].

El diseño de un filtro de este sistema en conjunto con uno de flujo completo es colocar las acumulaciones de contaminante removido en el filtro de derivación

mientras deja al filtro de flujo completo relativamente limpio. Un filtro de flujo completo “limpio” es una ventaja para mantener una fácil pasada de aceite durante operaciones normales del motor y especialmente arranques en frío. Los méritos cuantificados de la filtración en derivación están bien documentados en la literatura técnica, estudios de Stehouwer mostrados en la figura 3, demuestran la función clave de los filtros en derivación para remover materiales orgánicos [9].

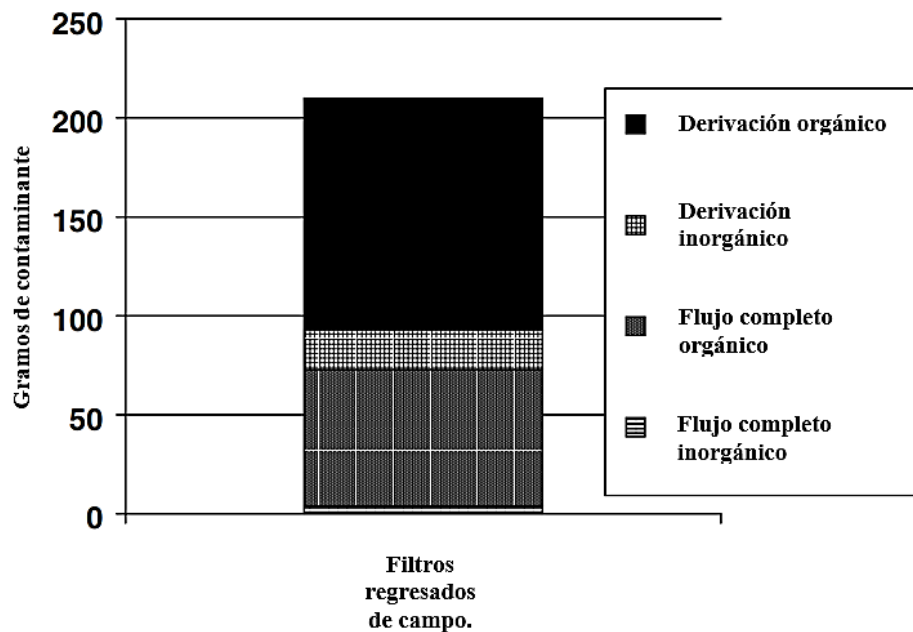


Figura 3. Cantidad de contaminante capturado en filtros usados en campo, comparación de un filtro de flujo completo y uno de derivación [9].

- c) **Filtros de flujo combinado o doble (*Dual Flow o Combined Lube Filtration*, el nombre depende del fabricante).** Con este método, todo el aceite es filtrado por el filtro de flujo completo antes de llegar a los componentes críticos del motor. Cerca de un 10% del aceite es desviado al filtro de *bypass* donde es limpiado de contaminantes finos, luego de esto el aceite es regresado al contenedor [7], tal como se muestra en la figura 4.

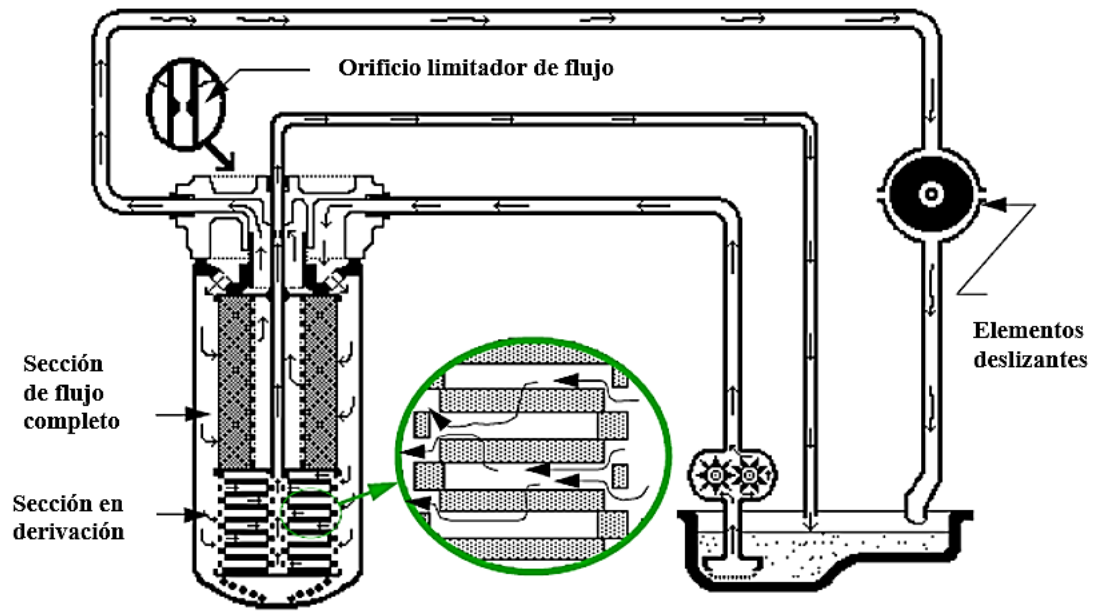


Figura 4. Diagrama de funcionamiento de un filtro combinado [9].

Un estudio de campo confirmó los beneficios en el mundo real de usar un filtro de flujo completo con uno de derivación, tal como se muestra en las gráficas de la figura 5, el desgaste de los componentes presentó reducciones como resultado de la adición de un filtro en derivación [9].

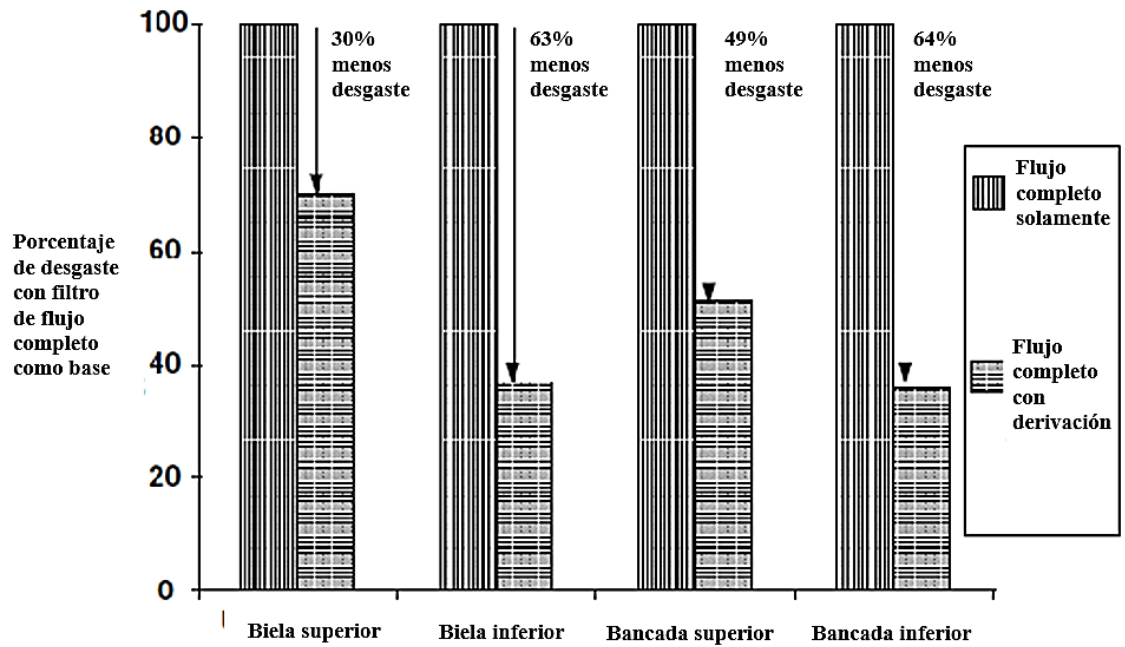


Figura 5. Efecto en el desgaste de componentes tras la adición de un filtro en derivación comparado con el efecto del filtro de flujo completo solamente [9].

Otro estudio, fue hecho para comparar la protección al desgaste que proveen 3 diferentes medios filtrantes. El sistema base usado para la comparación fue con un filtro de flujo completo solamente. Los sistemas de la prueba de filtración fueron conformados por un filtro de flujo completo en conjunto con 3 diferentes tipos de diseños de filtro *bypass*. Los resultados de desgaste, figura 6, muestran que el uso de un filtro *bypass* adecuado es la clave para alcanzar una máxima protección al desgaste [9].

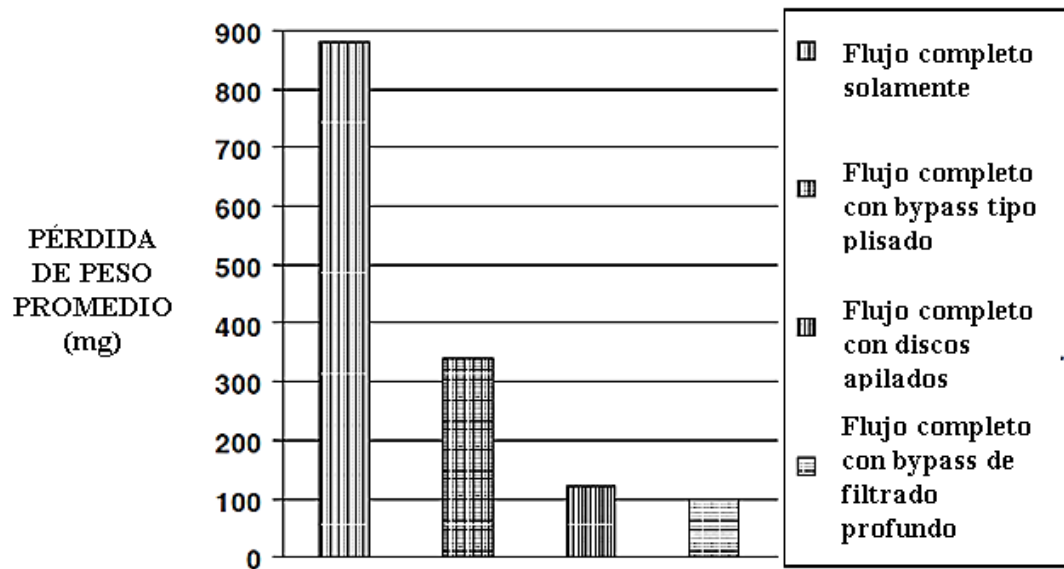


Figura 6. Desgaste de cojinetes en función al tipo de filtración, flujo completo solamente y flujo completo con: 1) *bypass* tipo plisado, 2) *bypass* tipo de discos apilados, 3) *bypass* de filtrado profundo; mostrados en la figura en el orden en que se mencionaron [9].

d) Filtro de flujo combinado con Venturi (*Venturi Combination Lube Filter* o *High Velocity Dual Flow Filter*, el nombre comercial depende del fabricante).

Este diseño entrega el mejor rendimiento en su clase y provee alta eficiencia de filtración para una extensa protección de los componentes críticos del motor. Su diseño de un medio filtrante de flujo completo más un medio de tipo discos apilados (derivación), figura 7, entrega un rendimiento óptimo y confianza en operación, maximizando el tiempo de operación del equipo y reducción de costos. La función del tubo Venturi es dirigir más flujo de aceite a la sección de discos apilados de alta eficiencia sin comprometer su habilidad de flujo en frío [11].

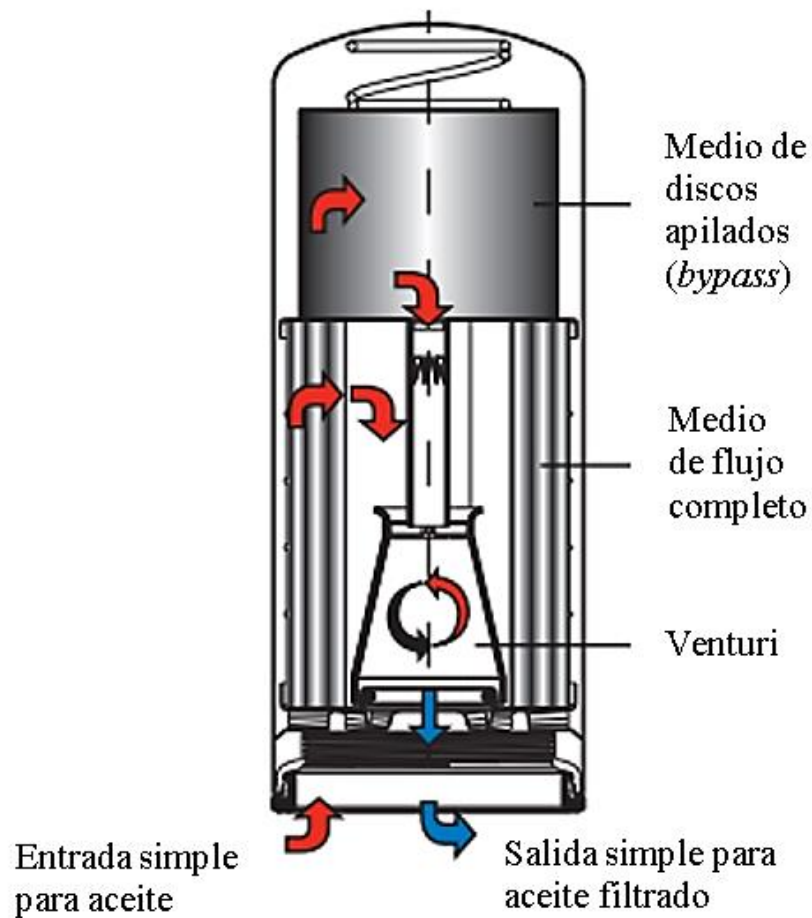


Figura 7. Flujo del aceite en un filtro con Venturi [11].

Un filtro de este tipo mejora la calidad del aceite que llega a los elementos críticos del motor. Además, desde que el fluido que pasa a través del medio de tipo derivación no regresa directamente al contenedor de aceite (no deriva el sistema de lubricación del motor), el filtro de flujo combinado con Venturi no puede ser llamado un filtro con derivación incluida, sino un filtro mejorado de flujo completo de dos etapas. La mejora consiste en el incremento en la velocidad de flujo a través de la etapa más restrictiva mediante el uso del Venturi [9], como se muestra en la figura 8.

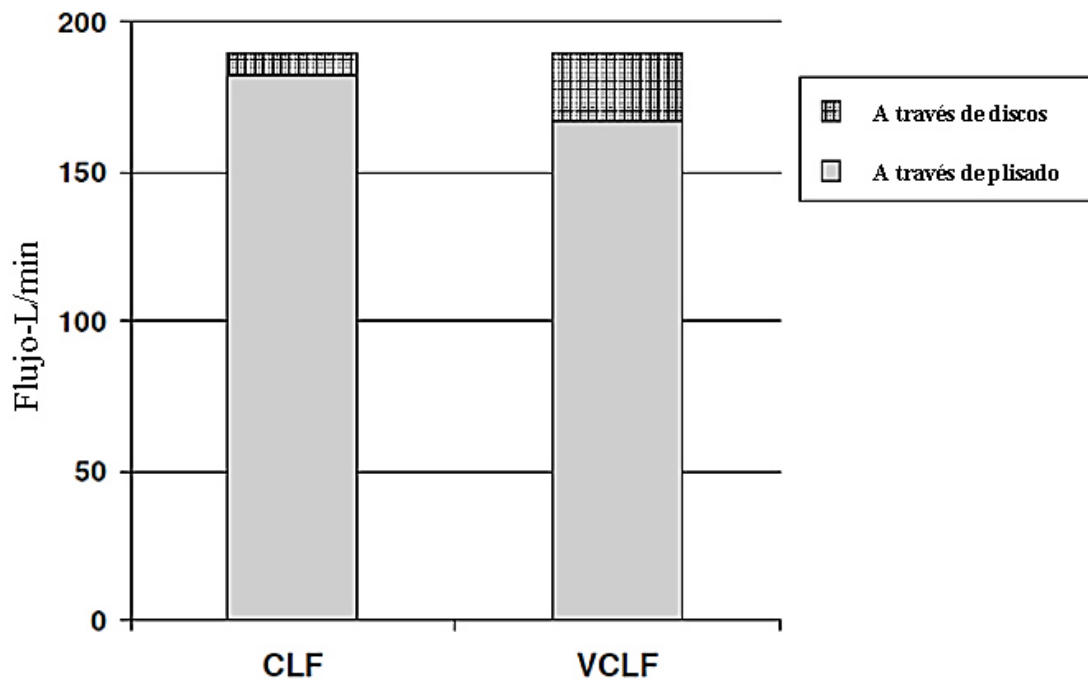


Figura 8. Comparación de un filtro de flujo combinado (siglas en inglés CLF) vs. un filtro de flujo combinado con Venturi (siglas en inglés VCLF) [9].

e) **Filtro de dos etapas con medios filtrantes de alta eficiencia.** Hoy los motores diesel dan mayor desempeño y mejor economía de combustible que antes. Los aceites lubricantes también han evolucionado para lograr las duras exigencias de conducción y funcionamiento, y ahora los filtros han evolucionado también, mediante investigaciones avanzadas y capacidades de fabricación de medios filtrantes, para lograr las 3 principales tareas siguientes [12]:

- Capturar y retener contaminantes que pueden dañar el motor.
- Permitir una alta eficiencia durante toda la vida del filtro.
- Mejorar el flujo en frío: el flujo de aceite está bajo restricciones aumentadas debido a temperaturas frías, altos niveles de hollín y lodo, oxidación y taponamiento prematuro.

f) **Filtro de flujo completo con medio filtrante de alta eficiencia.** Cada filtro de aceite necesita un balance efectivo de las tres características: eficiencia, capacidad y restricción al flujo. Los filtros de flujo completo de alta eficiencia (Donaldson) procesan todo el fluido a través de un solo elemento plisado, incluso en trabajo en frío, por lo cual el motor recibe lubricación en condiciones críticas. Los filtros de dos etapas con discos apilados permiten que sólo unas porciones del flujo pasen por el medio de alta eficiencia, lo que permite que pase más contaminante que el de flujo completo con medio de alta eficiencia. En la figura 9 se muestran dos gráficas comparativas donde comparan los modelos de flujo completo de alta eficiencia contra modelos de dos etapas con Venturi, presentando un mejor comportamiento en cuanto a eficiencia (medida en razón beta) y eficiencia contra diferencial de presión (restricciones altas a bajas temperaturas) [13].

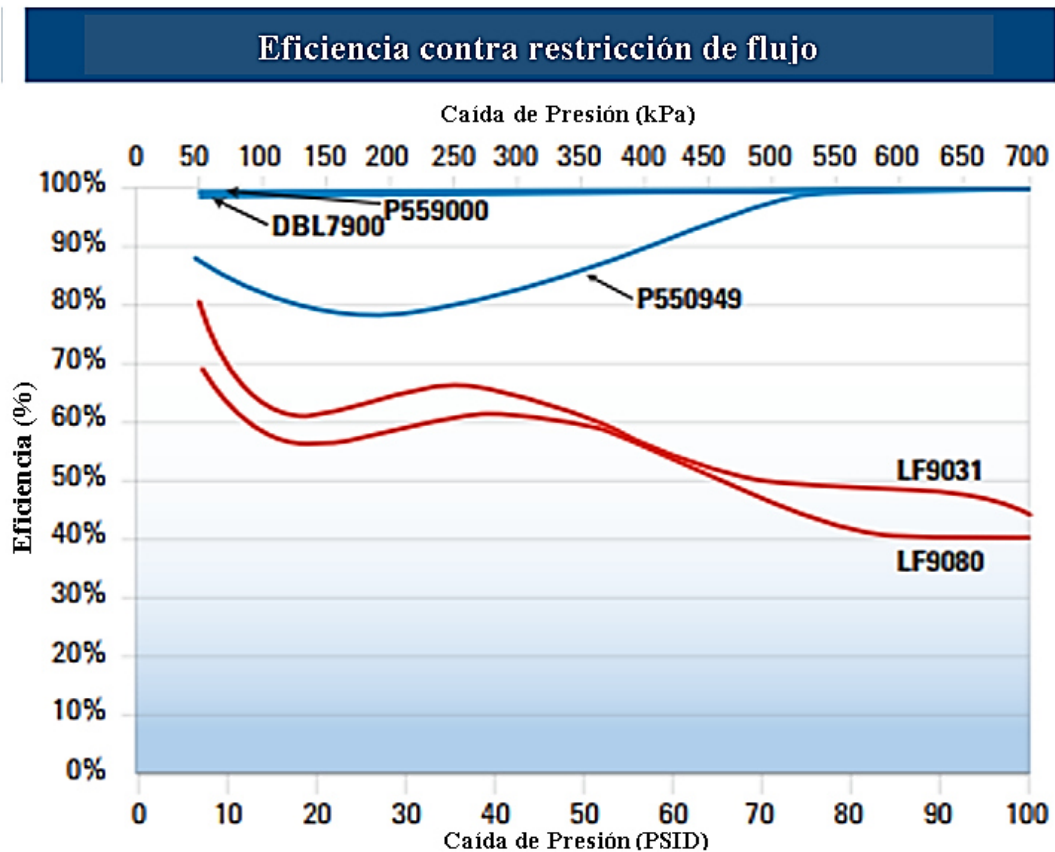


Figura 9. Comparación de Filtros *Full-Flow* HE (en azul) vs Filtros HE de dos etapas con Venturi (en rojo), evaluados bajo el ISO 4548-12 [13].

Mediante la búsqueda de las especificaciones de eficiencia y diseño de los filtros actuales, usados en motores Cummins ISX, se encuentran varias hojas de datos técnicos donde se logran ver comparativas cualitativas y cuantitativas entre filtros, mediante éstas se lograron escoger los filtros que están en competencia en la actualidad y dicha compilación es mostrada en la tabla 1.

Tabla 1. Compilación de datos sobre filtros más comunes en motores Cummins ISX.

Datos obtenidos de hojas técnicas y folletos de las páginas de cada fabricante				
Fabricante	Baldwin	Fleetguard	Donaldson	Lube-Finer
Modelo	BD50000	LF14000	P559000	LFP9001
Eficiencia (%) 30μ	100	98.9	99	99
Eficiencia (%) 25μ	N/A	N/A	N/A	99
Eficiencia (%) 15μ	N/A	81.6	98	90
Eficiencia (%) 10μ	50	72.3	N/A	72
Eficiencia (%) 5μ	N/A	N/A	N/A	45
Capacidad (g)	67.5	89	114	76.3
Velocidad de flujo (gpm)	28	28	28	25
STD prueba	ISO 4548-12	ISO 4548-12	ISO 4548-12	ISO 4548-12

2.3 Conceptos principales

1. **Filtración.** Es el proceso de separación de remover partículas sólidas, microorganismos o gotas de un fluido, por el paso de éste a través de un medio filtrante llamado *septum*, que es en esencia permeable solamente a la fase fluida de la mezcla que se separa [14]. En la actualidad, los poros del medio filtrante son frecuentemente más grandes que las partículas, las cuales penetran cierta distancia en el medio antes de ser atrapadas. La capa de sólidos que se crea en la superficie del medio es llamada *cake*, y como se observa en la figura 10 ésta es la que provee la filtración mayor [15].

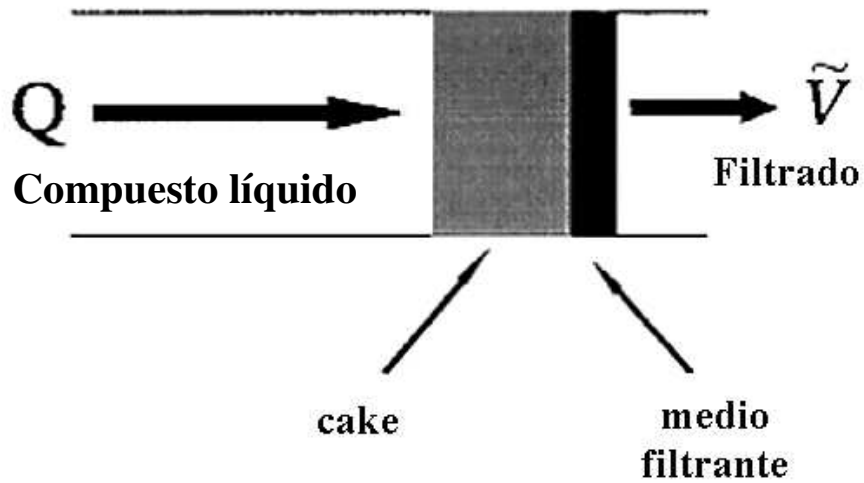


Figura 10. Esquema del flujo a través del cake y el medio filtrante [15].

2. **Permeabilidad de un medio poroso (K).** Es definida como la constante proporcional (en m^2) que relaciona la velocidad de flujo a través del medio con la caída de presión, el área transversal, la viscosidad y la longitud neta del flujo a través del medio [15]. Es calculada por la ecuación de Darcy:

$$Q = K \frac{-\Delta P A}{\mu L} \quad (2.1)$$

Donde Q es la velocidad de flujo volumétrico, $-\Delta P$ es la diferencia de presión entre la entrada y salida del medio filtrante, A es el área de paso del medio filtrante, L es la longitud a través del medio, y μ es la viscosidad dinámica del fluido a cierta temperatura.

3. **Razón beta (*Beta ratio*).** Nomenclatura usada para indicar la eficiencia de captura (*capture efficiency*) de un filtro y es obtenida tras condiciones en la norma ISO 4548-12 o la norma SAE J1858. Para indicar precisamente la eficiencia de captura, debe ser conocido el número de partículas filtradas a un tamaño específico en

micras. En las ecuaciones 2.2-2.3 y la figura 11 se muestra la forma de calcular estos dos conceptos [16].

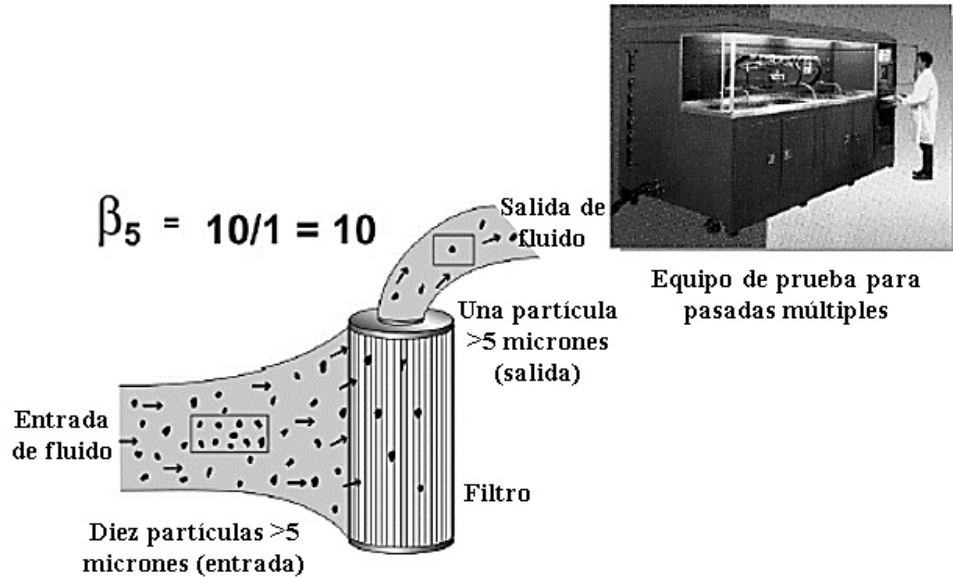


Figura 11. Fórmulas y ejemplo para cálculo de Razón Beta y Eficiencia de captura [16].

$$\beta_x = \frac{\text{Número de partículas de entrada mayores a } X \text{ micrones}}{\text{Número de partículas de salida mayores a } X \text{ micrones}} \quad (2.2)$$

$$\% \text{ Eficiencia} = \frac{\beta - 1}{\beta} \times 100 \quad (2.3)$$

4. Capacidad (*Dirt-holding capacity*). La cantidad de contaminantes que el medio filtrante puede acumular antes de que los poros inicien a taparse e interrumpa el flujo de aceite a través del filtro [7]. Varios factores deben ser considerados cuando se compara la capacidad [16]:

- Ambiente polvoriento/sucio. Operar el vehículo en caminos con suciedad o en ambientes con polvo, incrementa la cantidad de contaminantes que el filtro de aceite necesita capturar.
- Intervalos de drenado extendidos. Si el filtro no es cambiado durante un intervalo extendido, este necesitará tener una capacidad suficiente para ese intervalo fuera de lo normal.
- Alta eficiencia de captura del filtro. En teoría mientras más contaminantes captura más rápido se tapaná el filtro.

5. Caída de presión. Es la diferencia entre la presión de entrada y la presión de salida, también llamada presión diferencial. Se debe en su mayoría a la fricción en las fibras del medio filtrante, también aumenta conforme se logra mayor eficiencia en el filtro [17]. La caída de presión inicial ΔP_0 de algunos elementos filtrantes debe ser baja debido a que ΔP_0 es directamente proporcional al consumo de potencia del filtro en conjunto, conforme incrementa ΔP_0 más potencia del motor no es aprovechada útilmente en la lubricación [18].

Factores que influyen en la caída de presión

- a. Caída de presión total. La caída de presión inicial ΔP_0 del elemento un filtro hidráulico debe ser baja debido a que ΔP_0 es directamente proporcional al consumo de energía del filtro solamente, el diferencial de presión ΔP incrementa conforme el filtro se obstruye, por lo cual, ΔP_0 es el punto base para la vida útil del filtro [18]. La caída de presión total a través del filtro es la suma de los diferenciales de presión del *cake* (acumulamiento de suciedad) y del medio filtrante, como se observa en la figura 12. La resistencia del medio filtrante es mayor cuando éste se encuentra “sucio” que cuando está limpio, pero una vez que las partículas comienzan a entrar en el medio y el *cake* comienza a formarse, ésta permanece constante. Por otro lado, la resistencia

del *cake* sigue aumentando conforme aumenta su espesor, tal y como se muestra en la ecuación 2.4 [15]. Tan pronto la primera capa del *cake* es formada la filtración subsecuente toma lugar encima de ésta y el medio sólo proveerá la función de soporte [14].

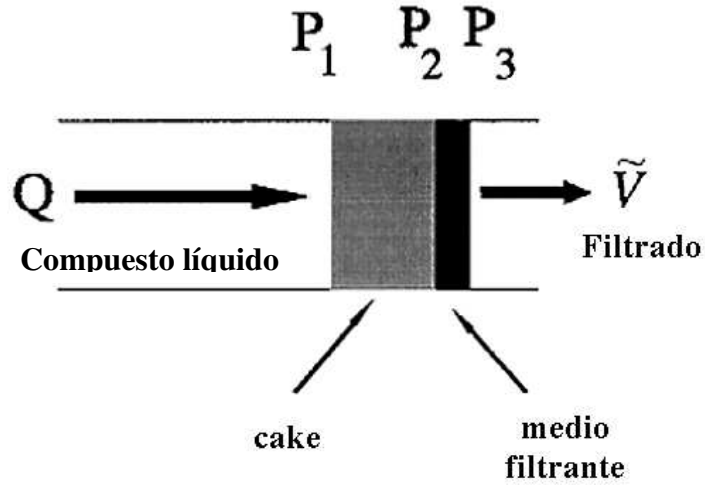


Figura 12. Esquema donde se muestran diferentes presiones debidas al cake y al medio [15].

$$\Delta P = P_1 - P_3 = \frac{Q\mu}{A} \left[\left(\frac{L}{K} \right)_{cake} + \left(\frac{L}{K} \right)_{FM} \right] \quad (2.4)$$

Donde, $P_1 - P_3$ es el diferencial total de presión en el filtro, Q es la velocidad de flujo volumétrico, μ es la viscosidad dinámica del fluido, A es el área de paso o sección a través del medio, $\left(\frac{L}{K} \right)_{cake}$ y $\left(\frac{L}{K} \right)_{FM}$ representan la resistencia debido al cake y al medio filtrante, respectivamente.

- b. Velocidad de flujo y factor de fricción. La caída de presión debida al factor de fricción y a la velocidad de flujo, se obtiene y explica con la ecuación de Darcy-Weisbach [19]:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.5)$$

Donde, h_L es la altura que generada por la diferencia de presión entre dos puntos a una distancia recta L , f es el factor de fricción, D es el diámetro de la tubería, v la velocidad de flujo en la sección, y g la gravedad. En la figura 13 se muestra la diferencia de presiones medida en h_L .

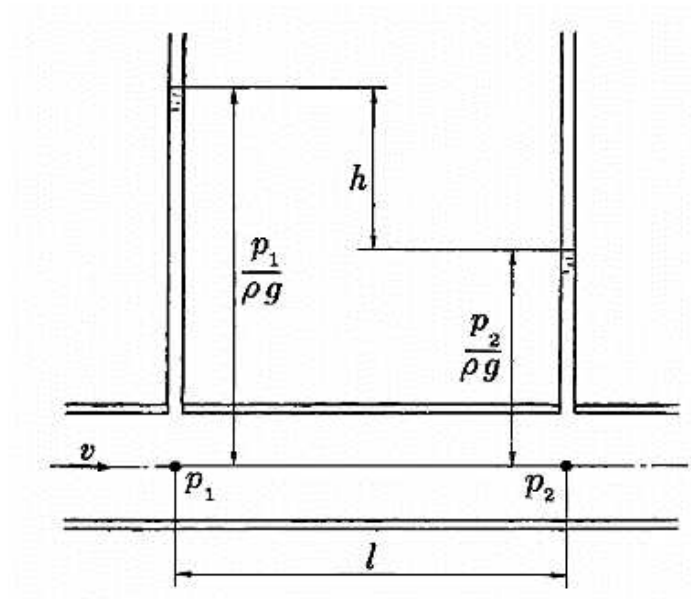


Figura 13. Pérdidas por fricción en tuberías, en sección constante esta pérdida puede ser medida por la altura debido a la caída de presión; $\frac{\Delta p}{\rho g} = h$ [19].

Las fórmulas anteriores aplican directamente para tuberías circulares, para aplicar esta fórmula a tuberías no circulares, es necesario realizar una corrección apropiada. El resultado es que las pérdidas por fricción serán una función de un parámetro geométrico llamado diámetro hidráulico [20]:

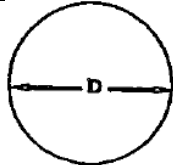
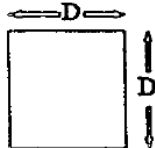
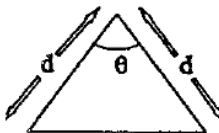
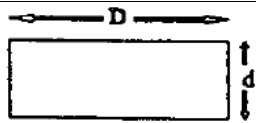
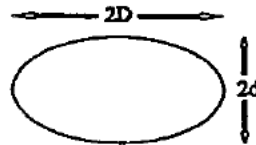
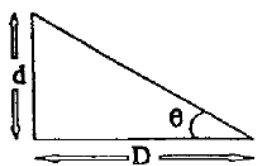
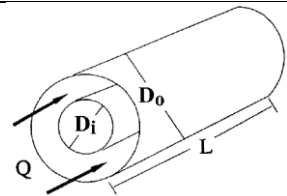
$$D_h = 4 \frac{A}{W_p} \quad (2.6)$$

Donde A es el área de la sección transversal del flujo y W_p es el perímetro mojado (longitud de contacto entre el fluido y la pared de la tubería en la sección analizada).

Parte de la pérdida de presión es asociada con los efectos friccionales, que son dados en términos del factor de fricción f que depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa, en la tabla 2 se muestra el factor de fricción para tuberías no circulares en flujos laminares, para flujos en la región completamente turbulenta, f es independiente del número de Reynolds, por lo que la ecuación de Colebrook lo reduce a [20]:

$$f = \left(\frac{1}{4 \log[3.7/(\varepsilon/D)]} \right)^2 \quad (2.7)$$

Tabla 2. Fórmulas para el cálculo del factor de fricción y diámetro hidráulico para tuberías no circulares [20].

Forma (sección de tubería)	Fórmula para área y diámetro hidráulico	Factor de fricción																
	$A = \pi D^2 / 4$ $D_h = D$	$f N_{Re,h} = 16$																
	$A = D^2$ $D_h = D$	$f N_{Re,h} = 14.2$																
	$A = (1/2)(d^2 \sin \theta)$ $D_h = \frac{d \sin \theta}{1 + \sin(\theta/2)}$	<table><tr><th>θ (grados)</th><th>$f N_{Re,h}$</th></tr><tr><td>10</td><td>12.5</td></tr><tr><td>30</td><td>13.1</td></tr><tr><td>45</td><td>13.3</td></tr><tr><td>60</td><td>13.3</td></tr><tr><td>90</td><td>13.2</td></tr><tr><td>120</td><td>12.7</td></tr><tr><td>150</td><td>12.5</td></tr></table>	θ (grados)	$f N_{Re,h}$	10	12.5	30	13.1	45	13.3	60	13.3	90	13.2	120	12.7	150	12.5
θ (grados)	$f N_{Re,h}$																	
10	12.5																	
30	13.1																	
45	13.3																	
60	13.3																	
90	13.2																	
120	12.7																	
150	12.5																	
	$A = Dd$ $D_h = \frac{d \sin \theta}{1 + \sin(\theta/2)}$	$f N_{Re,h} = \frac{16}{2/3 + (11/24)(2 - d/D)}$																
	$A = \pi d D$ $D_h = \frac{4dD(64 - 16c^2)}{(d + D)(64 - 3c^4)}$ $c = (D - d)/(D + d)$ <p>para $0.1 < D/d < 10$</p>	$f N_{Re,h} = 2D_h^2(D^2 + d^2)/(D^2 d^2)$																
	$A = dD/2$ $D_h = \frac{2dD}{\left[d + D + (D^2 + d^2)^{\frac{1}{2}} \right]}$	<table><tr><th>θ (grados)</th><th>$f N_{Re,h}$</th></tr><tr><td>10</td><td>12.5</td></tr><tr><td>30</td><td>13.0</td></tr><tr><td>45</td><td>13.2</td></tr><tr><td>60</td><td>13.0</td></tr><tr><td>70</td><td>12.8</td></tr><tr><td>90</td><td>12.0</td></tr></table>	θ (grados)	$f N_{Re,h}$	10	12.5	30	13.0	45	13.2	60	13.0	70	12.8	90	12.0		
θ (grados)	$f N_{Re,h}$																	
10	12.5																	
30	13.0																	
45	13.2																	
60	13.0																	
70	12.8																	
90	12.0																	
	$A = A_o - A_i$ $D_h = D_o - D_i$	$f N_{Re,h} = 16\alpha$ <p>donde</p> $\alpha = \frac{(D_o - D_i)^2}{D_o^2 + D_i^2 - \frac{D_o^2 - D_i^2}{\ln(D_o/D_i)}}$																

Una expresión que representa adecuadamente el factor de fricción de un medio poroso para todos los valores de números de Reynolds es llamada la ecuación de Ergun [15].

$$f_{PM} = 1.75 + \frac{180}{N_{Re,PM}} \quad (2.8)$$

Donde, f_{PM} es el factor de fricción del medio poroso, 1.75 es una constante que cubre el factor de fricción para flujos turbulentos en medios porosos ($N_{Re,PM} > 1000$) y 180 es la constante que cubre el rango para flujos laminares ($N_{Re,PM} < 10$), y $N_{Re,PM}$ es el número de Reynolds para el medio poroso y se calcula mediante la fórmula siguiente [15]:

$$N_{Re,PM} = \frac{dV_s\rho}{(1-\varepsilon)\mu} \quad (2.9)$$

Donde, d es un parámetro para medios conformados por partículas no esféricas, V_s es la velocidad del flujo a través de la sección (velocidad superficial), ρ es la densidad del fluido, ε es la porosidad o fracción de espacios vacíos del medio, y μ es la viscosidad del fluido. Para medios no porosos en tuberías no circulares, el diámetro se sustituye por el diámetro hidráulico y se elimina el término ε , generando la ecuación [20]:

$$N_{Re,h} = \frac{D_h V \rho}{\mu} \quad (2.10)$$

- c. Viscosidad del fluido. Medida en centistokes (cSt) o Saybolt Seconds Universal (SSU o SUS), la viscosidad del fluido es la resistencia al flujo del fluido. Alta viscosidad en el fluido también significa altas caídas de presión ya que el aceite grueso tarda más en pasar a través de la capa de fibras del medio filtrante. Un arranque en frío es un claro ejemplo de flujo a alta viscosidad. En la gráfica de la figura 14 se presentan datos experimentales de diferentes grados de aceites a diferentes temperaturas y su efecto en la viscosidad [17].

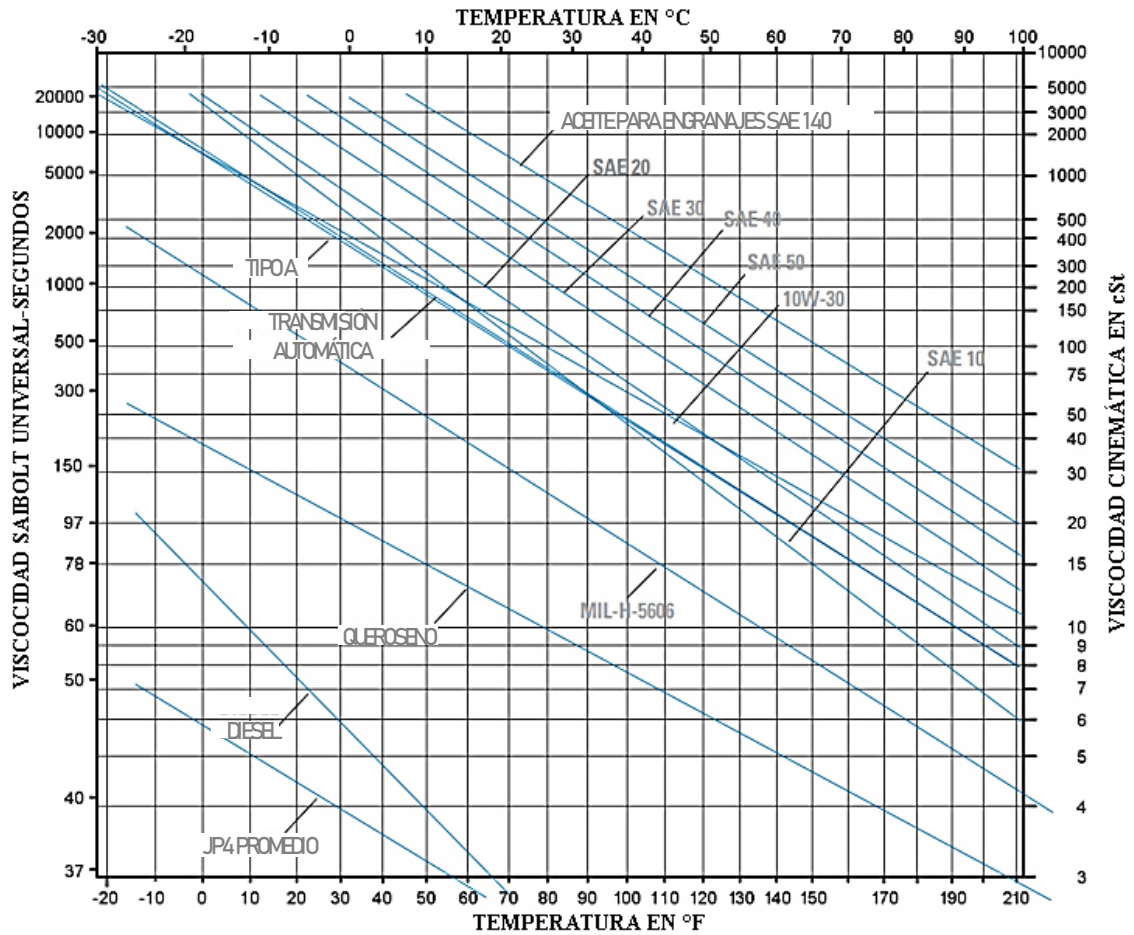


Figura 14. Gráfica de viscosidad estándar-temperatura de la ASTM para productos líquidos derivados del petróleo (D 341-43) [17].

El precursor de esta gráfica fue publicado por Neil MacCoull, Su continuación del estudio de estas tablas resultó en una publicación en 1927 de la tabla basada en la ecuación 2.11. La forma simplificada de la esta ecuación permitirá el cálculo de la viscosidad cinemática, para un fluido dado en la mayoría de los casos requeridos. Las constantes A y B pueden ser evaluadas para un fluido en dos puntos de los datos, y así viscosidades cinemáticas y temperaturas de otros puntos pueden ser fácilmente calculados [21].

$$\log \log(cSt + 0.7) = A - B \log T \quad (2.11)$$

Donde \log es un logaritmo base 10, cSt viscosidad cinemática y T la temperatura, en K. A y B son constantes.

- d. La densidad es una característica física importante de cualquier sustancia, y es una medida de la masa por unidad de volumen. Es un hecho aceptado que la densidad del aceite disminuye linealmente al aumentar la temperatura. Esta relación se puede expresar matemáticamente como [22]:

$$\rho = a + b \cdot T \quad (2.12)$$

Donde ρ es la densidad y T la temperatura en un punto dado, a y b son constantes de ajuste.

- e. Geometría del plisado. Además de la influencia del medio filtrante, también hay contribución por los canales de entrada y salida o la geometría del plisado [18]. La caída de presión, a través de una geometría plisada, es dominada por la resistencia del medio a bajos conteos de plisado (plisados por unidad de longitud) y arrastre viscoso a altos conteos de plisado. Un conteo óptimo de plisado fue encontrado cuando los efectos de la resistencia del medio y el arrastre viscoso fueron minimizados [23].

Los fabricantes de elementos para filtros hidráulicos conscientes de ese hecho crean plisados en capas con refuerzos o redes de alambre que protegen el medio filtrante, como se muestra en la figura 15, en el lado de la entrada o que mantienen el canal de salida abierto contra las altas presiones de aceite que tienden a colapsar el plisado, como se observa en la figura 16. [18]. Sin embargo, las simulaciones de flujo a través de un filtro plisado son complejas. El flujo en un filtro de aire de tipo plisado cambia de flujo turbulento a laminar, debido al medio poroso, haciéndolas complejas [24].

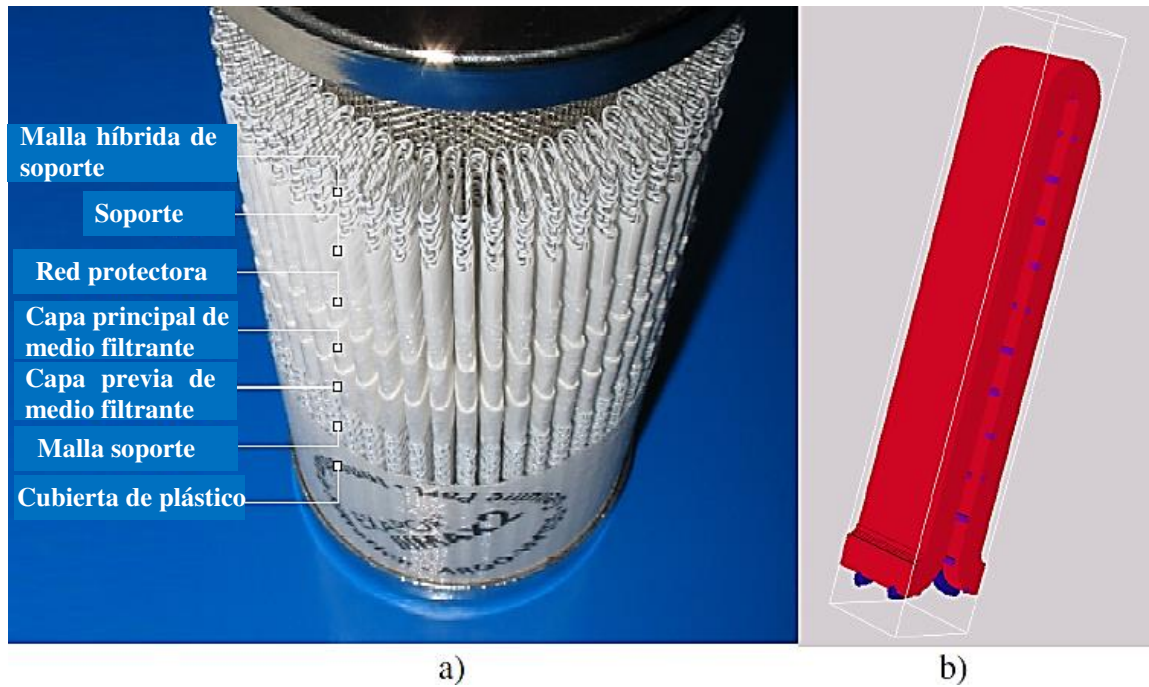


Figura 15. a) Detalles de un ejemplo de elemento filtrante y b) modelo de un plisado simple para análisis CFD [18].

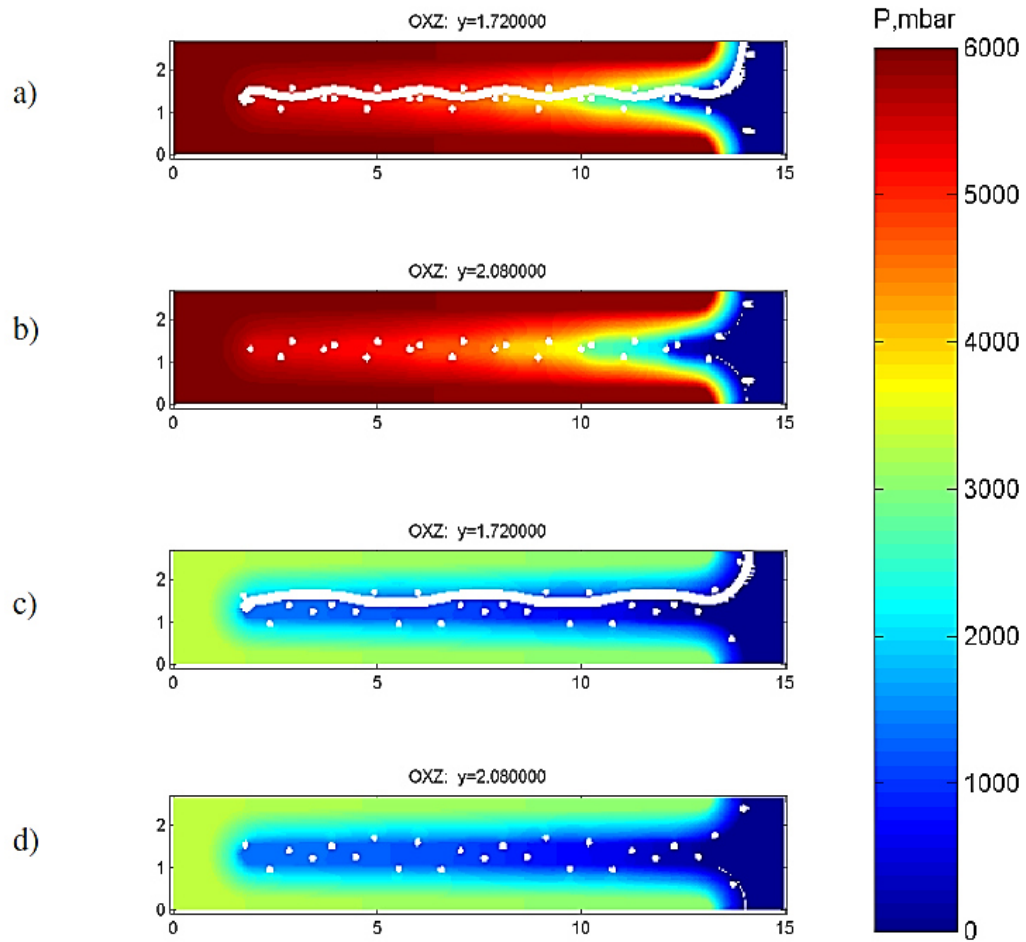


Figura 16. a), b) muestran un alto diferencial de presiones para el tejido plano al presentar un canal de salida angosto, c), d) muestra una reducción del 35% de diferencial debido a un tejido asargado que permite un canal de salida menos cerrado [18].

- f. Flujo a través de orificios. En muchas aplicaciones automotrices e hidráulicas, aceite fluye a través de pequeñas aperturas que pueden ser simuladas por orificios de diámetro pequeño y bordes cuadrados. Estos fluidos (aceites) son altamente viscosos, y en varias ocasiones, sus propiedades varían con la temperatura y la presión. El convenio estándar para relacionar la velocidad de flujo con los diferenciales de presión es a través del uso del coeficiente de descarga de orificio C_d como se muestra en la figura 17 [25]:

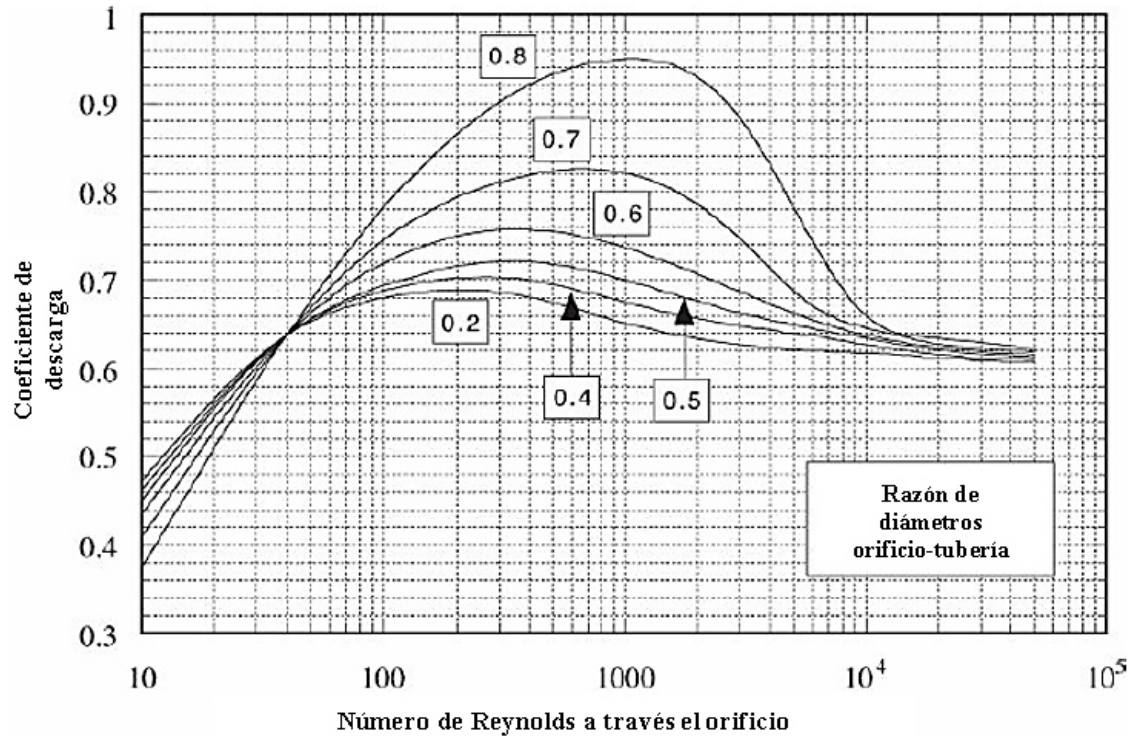


Figura 17. Coeficientes de descarga para placa barrenada. Basado en valores de G.G. Brown et al., Unit Operations, Jhon Wiley & Sons, New York, 1950 [26].

Medidor de placa barrenada (Orifice-plate en inglés). El principio de Bernoulli del decrecimiento de presión en una corriente acelerada puede ser empleado para la medición de velocidad de flujo, como se muestra en la figura 18. Una placa barrenada consiste en un disco circular con una perforación al centro de área A_o atornillada entre dos bridas de dos secciones de tubería con área A_1 . La ecuación 2.13 proviene de desarrollar la ecuación de Bernoulli aplicada entre dos puntos 1 y 2, los cuales presentan la misma elevación [26]. Debido a la dificultad de medir el área de la vena contracta es por lo que se usa el área del orificio y el coeficiente C_d para compensar la diferencia de presiones.

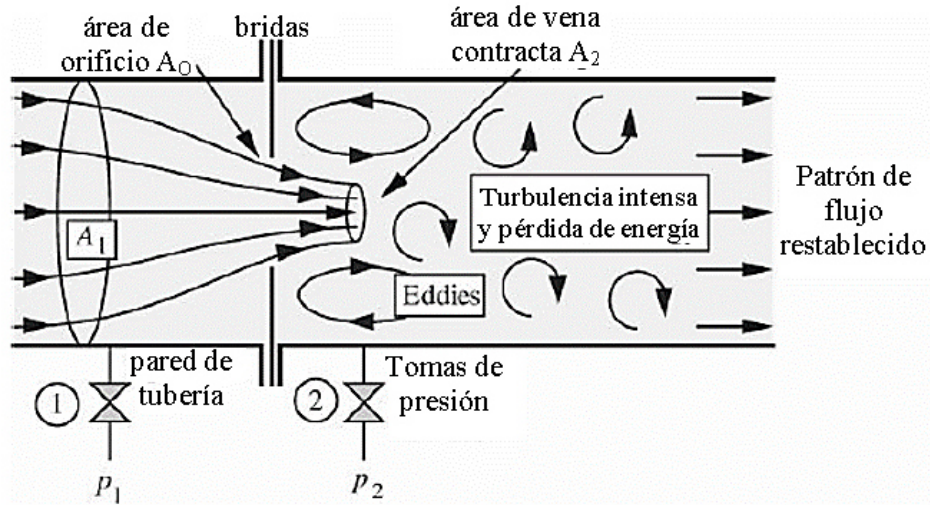


Figura 18. Flujo a través de una placa barrenada [26].

$$Q = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\left(\frac{A_1^2}{A_o^2} - 1\right)}} \quad (2.13)$$

Donde, C_d es el coeficiente de descarga, Q es la velocidad de flujo volumétrico, A_o es el área del orificio a analizar, A_1 es el área de la tubería, ρ es la densidad, y $(p_1 - p_2)$ el diferencial de presión.

Para un orificio centrado circular en una tubería, el diferencial de presión es habitualmente medido entre uno de los siguientes pares de coples roscados. Excepto en el caso de los coples en brida, todas las distancias de colocación son medidas desde la cara de entrada de la placa barrenada [27].

- Coples en esquinas. Orificios maquinados, uno en la brida de entrada y otro en la de salida, con las aperturas lo más cerca posible a la placa barrenada.
- Coples de radio. Orificios localizados la dimensión el diámetro de tubería desde la placa para la entrada y 0.5 el diámetro de tubería desde la placa para la salida.

- Coples de tubería. Orificios localizados a 2.5 veces el diámetro de pipa desde la placa en la entrada y 8 veces el diámetro de pipa desde la placa en la salida.
- Coples en bridas. Orificios localizados a una pulgada desde la placa para la entrada y la salida.
- Coples de vena contracta. El orificio de entrada se localiza a la mitad del diámetro de la tubería y el orificio para la salida se localiza en la posición de mínima presión (ver figura 19).

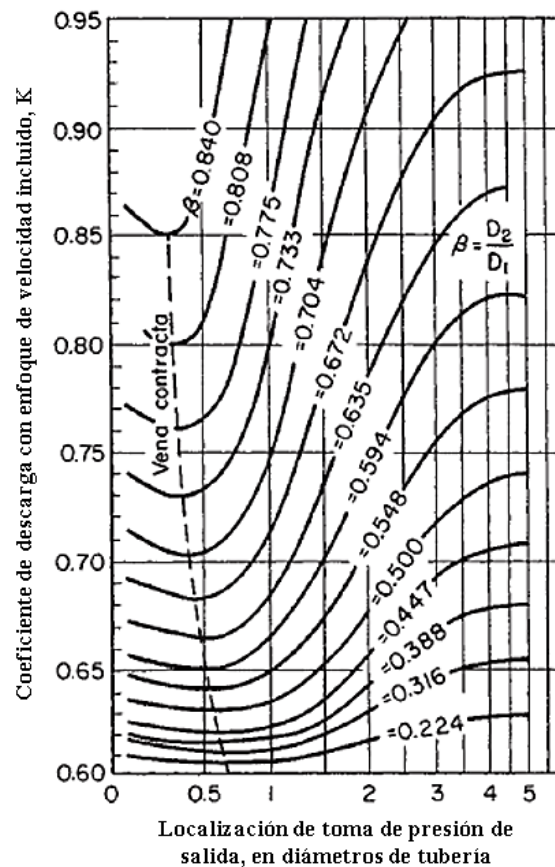


Figura 19. Localización de la toma de presión salida, medida en diámetros de pipa [27].

Cuando múltiples orificios, son localizados en serie o paralelo, un orificio equivalente puede ser calculado. Esto es muy útil desde que un arreglo completo de orificios puede ser tratado como un orificio sencillo de tamaño mayor sin la necesidad de determinar el tamaño y número de orificios en cada etapa [28].

La conexión entre los orificios en serie y el tamaño equivalente es dado por:

$$\left(\frac{1}{C_{deq}A_{eq}}\right)^2 = \left(\frac{1}{C_{d1}A_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_{d2}A_2}\right)^2 + \dots\dots + \left(\frac{1}{C_{dn}A_n}\right)^2 \quad (2.14)$$

El tamaño equivalente para orificios en paralelo es más simple que en serie:

$$C_{deq}A_{eq} = C_{d1}A_1 + C_{d2}A_2 + \dots\dots + C_{dn}A_n \quad (2.15)$$

Capítulo III: Estándares para filtros de aceite

3.1 Introducción

El conocimiento de los estándares para probar el desempeño de un filtro es importante, ya que en estos se conocen las áreas de interés al momento de diseñar o rediseñar un nuevo filtro. Mediante el estudio de los estándares también se pueden hacer recomendaciones para la validación de los modelos de simulación y a su vez, una mejor caracterización del modelo de acuerdo con las tolerancias y especificaciones de las pruebas de laboratorio.

3.2 Análisis de desempeño

Los usuarios de filtros dependen de estándares nacionales e internacionales para las pruebas de los filtros en un cierto nivel de calidad y desempeño, y para la comparación de estos factores entre diferentes fabricantes. La habilidad de un filtro a mantener condiciones operativas difíciles y seguir proveyendo una limpieza excelente en un fluido es primordial para proteger la maquinaria moderna [29].

Además de las pruebas en campo en condiciones reales, cada filtro es diseñado y probado de acuerdo métodos de pruebas. Estos son dos de los principales estándares, SAE HS 806 *single pass* e ISO 4548-12 *multi-pass*, Ambas pruebas son comúnmente realizadas en filtros automotrices para determinar su desempeño. SAE HS 406 fue creado en 1950 y usa un método gravimétrico para determinar la cantidad de contaminantes capturados por el filtro. La prueba ISO 4548-12 provee tres valores cruciales: razón beta, capacidad y perfil de la presión de flujo [16].

3.3 SAE HS 806

Esta norma, especifica una prueba para determinar la capacidad y la eficiencia en filtro de flujo completo, cuenta con 10 secciones de las cuales: la sección 4 muestra una tabla con las condiciones en que deben estar los instrumentos de medición y las condiciones de

precisión de la prueba, como se muestra en la tabla 3; la sección 5 consiste en un banco de pruebas sencillo, como el mostrado en el esquema de la figura 20, para realizar pruebas de resistencia al flujo a temperaturas específicas (de arranque en frío); la sección 6 consiste en la obtención de la capacidad de retención de contaminantes mediante la entrada de una cantidad conocida en gramos de contaminante y la captación de este en la salida del filtro para determinar la cantidad retenida, en gramos, del contaminante; la sección 7 es la medición gravimétrica de un tamaño específico o un rango específico de partícula contaminante usando membranas filtrantes con el cual se obtienen los valores para calcular la eficiencia a pasada simple con la ecuación 3.1 [30].

Tabla 3. Condiciones de precisión y permisibilidad durante la prueba [30].

Condición de prueba	Unidades	Exactitud de mediciones	Variación permisible
Flujo	L/min	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$
Presión	kPa	$\pm 5\%$	-
Temperatura	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 2^{\circ}\text{C}$	$\pm 3^{\circ}\text{C}$
Volumen	L	$\pm 5\%$	$\pm 10\%$
Tiempo	hr, min, seg	$\pm 1\%$	-

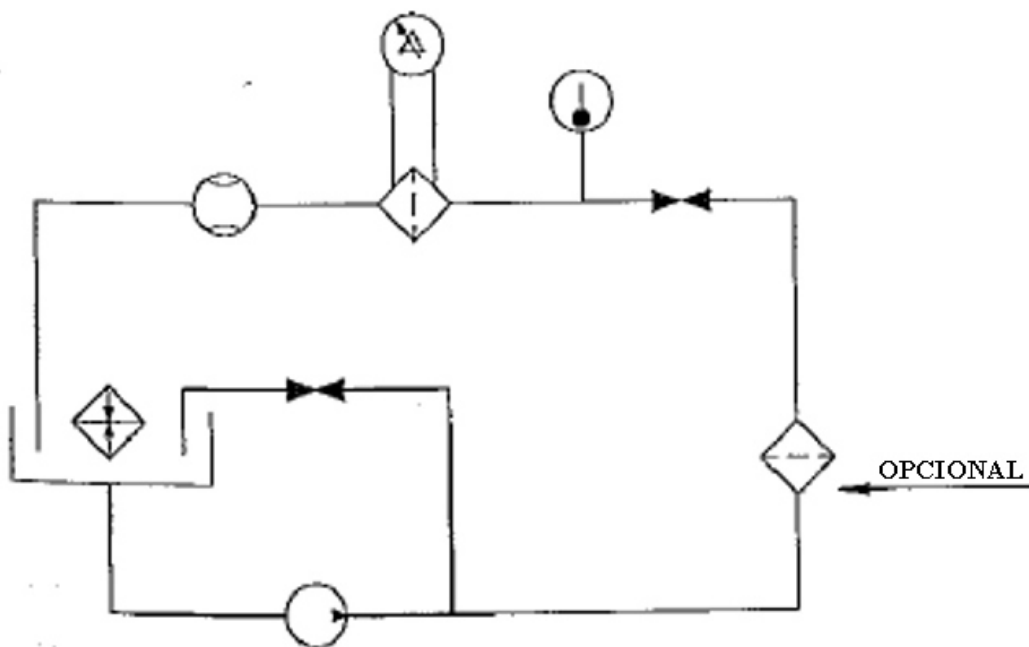


Figura 20. Banco de pruebas para análisis de resistencia al flujo [30].

Fórmula para cálculo de eficiencia:

$$\frac{W_1 - W_2 - W_4}{W_1 + W_3 + W_4} \times 100 \quad (3.1)$$

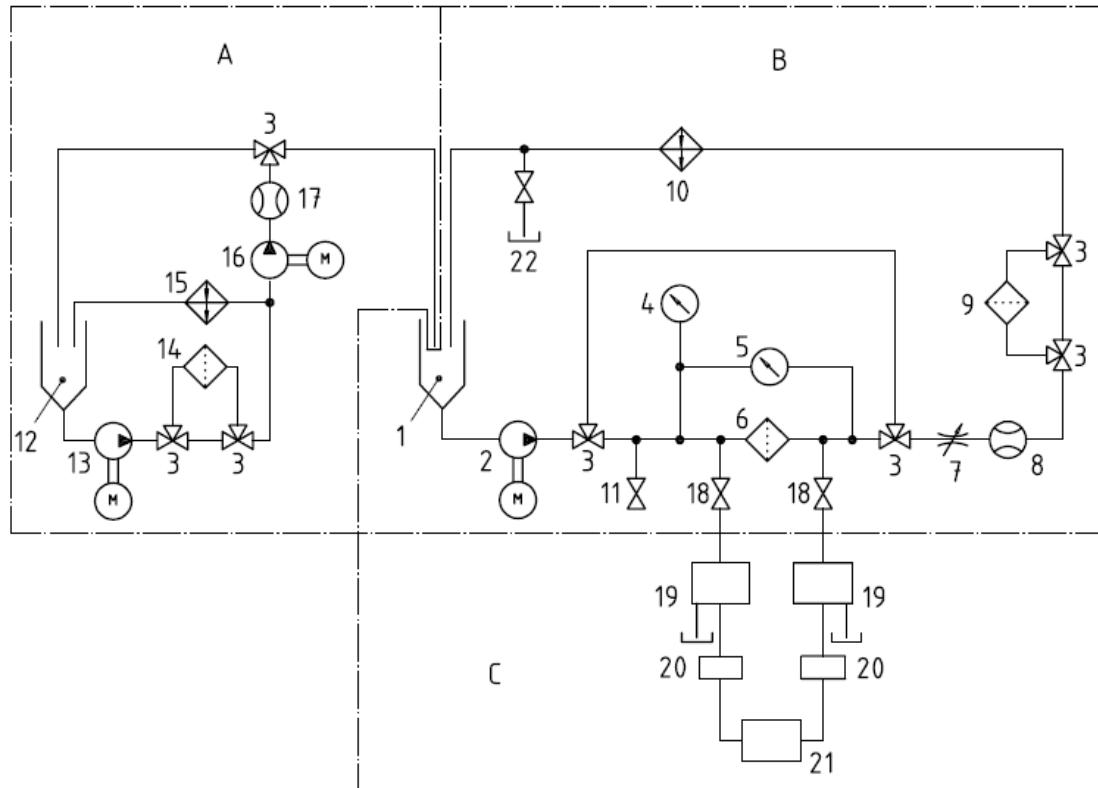
Donde, W_1 es el peso del contaminante que se le aplicará al filtro, W_2 peso del contaminante retenido en la membrana de filtración absoluta, W_3 El valor obtenido al medir la contaminación inicial en las líneas (no más de 0.005 g) y W_4 el peso del contaminante retenido en el mezclador [30].

3.4 ISO 4548-12

El apartado 12 del estándar especifica una prueba de pasadas múltiples con inyección continua de contaminante, bajo las condiciones mostradas en la tabla 4, y utiliza un método de conteo de partículas en la línea y determina la capacidad del filtro, las características de remoción de partículas y la presión diferencial. Es aplicable a filtros que presenten una velocidad de flujo entre 4 l/min y 600 l/min y con una eficiencia de menos del 99% para tamaño de partículas mayores a 10 μm . Antes de realizar la prueba, se validan el circuito de prueba, el circuito de inyección y el sistema en línea de conteo y dilución de partículas. Después se procede a realizar pruebas preliminares al filtro de prueba ensamblado, el circuito de inyección de contaminante y el circuito del filtro de prueba, todo esto se puede localizar en el esquema de la figura 21 [31].

Tabla 4. Condiciones de precisión y variaciones permitidas en la prueba [31].

Condición de prueba	Unidades	Exactitud de mediciones	Condición de variación permisible
Flujo	l/min	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$
Presión	Pa	$\pm 5\%$	-
Temperatura	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	$\pm 2^{\circ}\text{C}$
Volumen	l	$\pm 5\%$	$\pm 10\%$
Nivel gravimétrico base de entrada	mg/l	-	$\pm 1 \text{ mg/l}$
Conductividad	pS/m	$\pm 10\%$	
Viscosidad	mm^2/s	$\pm 5\%$	



Claves

- | | |
|---|--|
| 1 Contenedor con calentador controlado por termostato | 12 Contenedor con calentador controlado por termostato |
| 2 Bomba | 13 Bomba |
| 3 Válvula de 3 vías | 14 Filtro limpio |
| 4 Manómetro de presión | 15 Intercambiador |
| 5 Manómetro de presión diferencial | 16 Bomba de inyección |
| 6 Filtro de prueba | 17 Flujómetro |
| 7 Válvula reguladora de flujo | 18 Válvula de muestreo |
| 8 Flujómetro | 19 Sistema de dilución |
| 9 Filtro limpio | 20 Sensor de partículas |
| 10 Intercambiador de calor | 21 Contador de partículas |
| 11 Válvula de muestreo | 22 Válvula de control de volumen |

A Circuito de inyección de contaminante

B Circuito del filtro de prueba

C Sistema de dilución y conteo

Figura 21. Esquema de conexión y ubicación de los elementos del banco de pruebas [31].

El procedimiento de la prueba consiste en instalar el elemento filtrante con el housing (si se trata de un filtro de elemento intercambiable) en el circuito de prueba y someterlo al flujo de prueba requerido por el cliente y a la temperatura requerida, en este paso se mide la presión diferencial Δp_1 y en la etapa de pruebas preliminares se mide Δp_3 para calcular con éstas Δp_2 . Anteriormente se calcula el tiempo de la prueba el cual depende del flujo

de prueba, la capacidad estimada y un nivel gravimétrico base, para realizar las mediciones de Δp hasta llegar a un valor terminal Δp_6 , se deben tomar muestras cada 5 min si la prueba dura menos de una hora y cada 10 min si dura más, y así poder graficar un perfil de diferencial de presiones como el diagrama de la figura 22. Al mismo tiempo se toman los valores de conteo de partículas para determinar la eficiencia en cada intervalo [31].

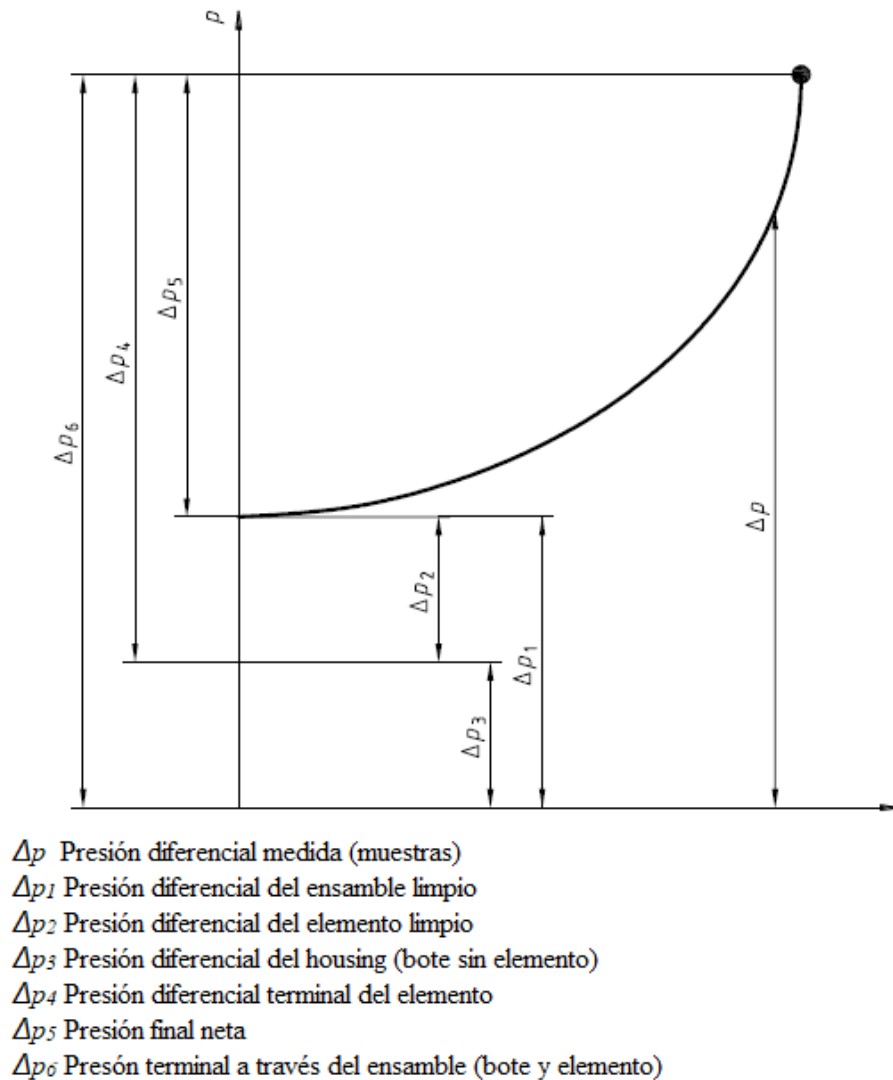


Figura 22. Diagrama ilustrativo de diferenciales de presión medidos y calculados durante la prueba [31].

Capítulo IV: Análisis Numérico

4.1 Introducción

El análisis numérico es una herramienta útil a la hora de lograr aproximaciones a comportamientos y procesos sin la necesidad de realizar continuamente experimentaciones físicas, lo cual se ha vuelto muy útil en el campo de la ingeniería y de procesos industriales. Para este problema en específico se utilizan dos métodos numéricos para la simulación del comportamiento mecánico de los elementos de interés, al ser sometidos a cargas estáticas estructurales y cargas hidrodinámicas consecuencia del tipo de flujo generado por la geometría de los mismos. Para la correcta implementación de un método numérico, es importante conocer las ecuaciones gobernantes que rigen el fenómeno a analizar, por lo cual, en el presente capítulo se desglosan algunas de estas ecuaciones para una mejor configuración de los modelos de análisis.

4.2 Análisis estructural por Elemento Finito

4.2.1 Teoría de elasticidad

Todos los materiales de uso estructural poseen hasta cierto nivel la propiedad de elasticidad, en otras palabras, si se aplican fuerzas exteriores que produzcan deformación de una estructura sin exceder cierto límite, la deformación desaparece al dejar de aplicar dichas fuerzas [32]. El caso clásico de esta teoría es primeramente para materiales isotrópicos, linealmente elásticos sujetos a deformaciones pequeñas. Todas las ecuaciones gobernantes en ésta son ecuaciones diferenciales parciales lineales, que permiten la aplicación del principio de superposición: la suma de las soluciones individuales a un conjunto de ecuaciones es también la solución de todo el conjunto [33].

- **Esfuerzo.**

Si representamos a un cuerpo en equilibrio, como en la figura 23, bajo la acción de fuerzas externas (P_1, \dots, P_7), serán producidas fuerzas internas dentro del cuerpo. Para entender las magnitudes de estas fuerzas respecto a un punto O , se dividirá el cuerpo en dos partes A y B por una sección transversal mm que atraviesa dicho punto. Enfocándonos a una sola de estas dos partes, por ejemplo, A , ésta sigue estando en equilibrio tras la acción de las fuerzas externas y las fuerzas internas distribuidas sobre la sección transversal mm que representan las acciones del material de la parte B sobre la parte A . Se asumirá que dichas fuerzas están distribuidas continuamente en el área de mm . Las magnitudes de estas fuerzas son normalmente definidas por su intensidad (la cantidad de fuerza por unidad de área de la superficie en que actúa), esta intensidad definida para las fuerzas internas es lo que se denomina *esfuerzo* [32].

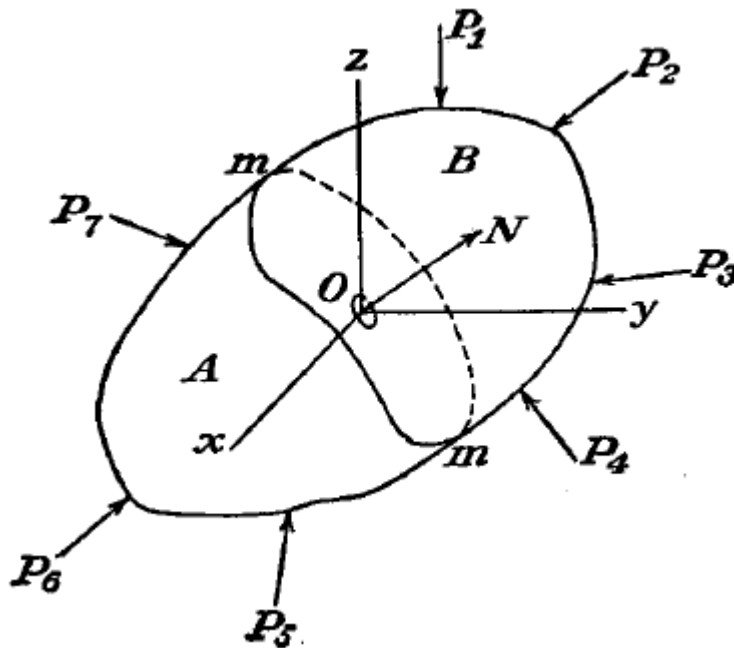


Figura 23. Cuerpo en equilibrio [32].

- **Deformación.**

Representa el cambio en las dimensiones lineales, ángulos, y volumen, por lo cual, se definen 3 conceptos principales de deformación: deformación longitudinal ε , deformación a cortante γ , y deformación volumétrica ε_v . Las deformaciones son principalmente debidas a esfuerzos mecánicos y cambios de temperatura en el material [33].

- **Componentes de esfuerzo y deformación.**

Para describir los esfuerzos que actúan en los 6 lados de un elemento cúbico se necesitan 3 símbolos para definir los 3 esfuerzos normales, σ_x , σ_y , σ_z ; y seis símbolos τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{xz} , τ_{zx} , τ_{yz} , τ_{zy} , para esfuerzos cortantes. Para una consideración simplificada del elemento en equilibrio, el número de símbolos puede ser reducido a 3. En la figura 24 se ejemplifica esta reducción de símbolos para un elemento 2-D de sus respectivos 4 esfuerzos cortantes [32].

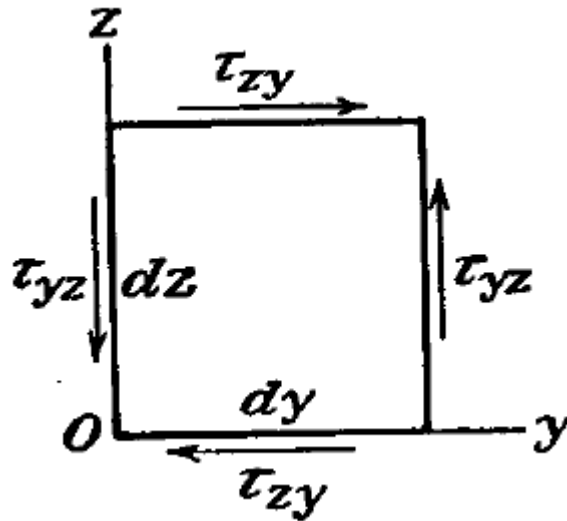


Figura 24. Elemento 2-D en equilibrio al ser sometido a sus respectivos esfuerzos cortantes [32].

Los pequeños desplazamientos de las partículas de un cuerpo deformado son usualmente representados en las componentes u , v , w , paralelos a los ejes coordenados x , y , z , respectivamente. Por lo tanto, para definir los componentes de la deformación longitudinal ε y la deformación a cortante γ , tenemos las ecuaciones siguientes [32]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\end{aligned}\quad (4.1)$$

- **Ley de Hooke.**

Las relaciones entre los componentes de esfuerzo y los componentes de deformación están establecidas y son conocidas como la ley de Hooke. Experimentos muestran que en el caso de un material isotrópico no se producen distorsiones angulares del elemento. La magnitud para la deformación longitudinal está dada por la ecuación [32]:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (4.2)$$

Esta extensión del elemento en la dirección x también causa contracciones laterales, tal y como se muestra en la ecuación [32]:

$$\varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E}, \quad \varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (4.3)$$

Donde ν es una constante llamada razón de Poisson [32]. En la tabla 5 se muestran las propiedades antes mencionadas de algunos materiales característicos.

Tabla 5. Propiedades para algunos materiales característicos: densidad ρ , módulo de elasticidad E , módulo a cortante G , razón de Poisson ν , y coeficiente de expansión térmica α [33].

	ρ [10^3 kg/m^3]	η, E [GPa]	μ, G [GPa]	ν	α [$10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]
Steel	7.83	210	80	0.3	12
Aluminium	2.68	70	26	0.25	23
Concrete	2.35	20–40		0.15	10
Copper	8.86	118	41	0.33	17
Glass	2.5	80	24	0.23	3–9
Wood	0.5	4–11	fiber dir.	anisotropic	3–8
Cork				0	
Rubber	1.5		0.007	0.49	
Bronze	8.30	97	39		
Brass	8.30	97	39		19
Magnesium	1.77	40	16		25
Cast iron	7.75	103	41	0.25	11

4.2.2 Teoría de la energía de la distorsión.

Esta teoría predice que la fluencia ocurre cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcanza o excede la energía de distorsión por unidad de volumen para cedencia en tensión simple o compresión del mismo material. También denominada teoría de Von Mises, define un esfuerzo efectivo equivalente σ' (esfuerzo de Von Mises) para un estado general de esfuerzos dado por σ_1 , σ_2 y σ_3 . Tal y como se define en la ecuación siguiente [34]:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (4.4)$$

Donde σ' es el esfuerzo de Von Mises, S_y el esfuerzo de cedencia y σ_1 , σ_2 , σ_3 los esfuerzos principales para un estado general de esfuerzos. En la figura 25 se muestra esta teoría para estados de esfuerzo planos en comparación con la teoría del máximo esfuerzo cortante que muestra ser más restrictiva o conservadora [34].

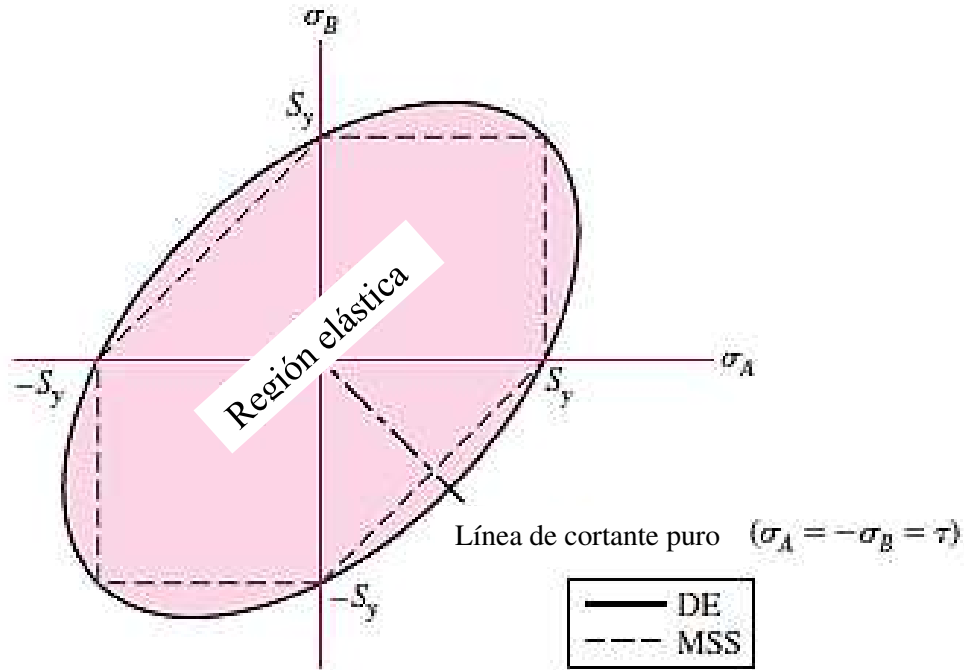


Figura 25. Ejemplo de energía de deformación y de cortante máximo, para esfuerzos planos [34].

4.2.3 Análisis estático por elemento finito

El método de elemento finito (FEM, por sus siglas en inglés), es una técnica computacional usada para obtener soluciones aproximadas a problemas con valor frontera en la ingeniería. De forma simple, un problema con valor frontera es un problema matemático en el cual una o más variables deben satisfacer a una ecuación diferencial en cualquier valor del dominio conocido de variables independientes y satisface condiciones específicas en la frontera del dominio [35]. Cuando el FEM es usado para la solución de problemas estáticos, se tiene una serie de ecuaciones lineales simultáneas, que pueden ser fijadas de la forma [36]:

$$KX = F \quad (4.5)$$

Donde K es la matriz de rigidez de la estructura, X es el vector de desplazamiento y F es el vector fuerza. La forma de esas matrices es la que se muestra en la ecuación siguiente [36]:

$$\mathbf{K}_{n \times n} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2n} \\ & \vdots & & \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X}_{n \times 1} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{n \times 1} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} \quad (4.6)$$

- **Discretización del dominio en elementos finitos.**

El primer paso en el FEM es equivalente a reemplazar el dominio con grados infinitos de libertad a un sistema que tiene grados de libertad finitos [36]. Mallados de triángulos y tetraedros tienen la ventaja para representar geometrías con superficies curvas como las de la figura 26, en otro caso, cuadriláteros y bloques son más fáciles de implementar en software [37].

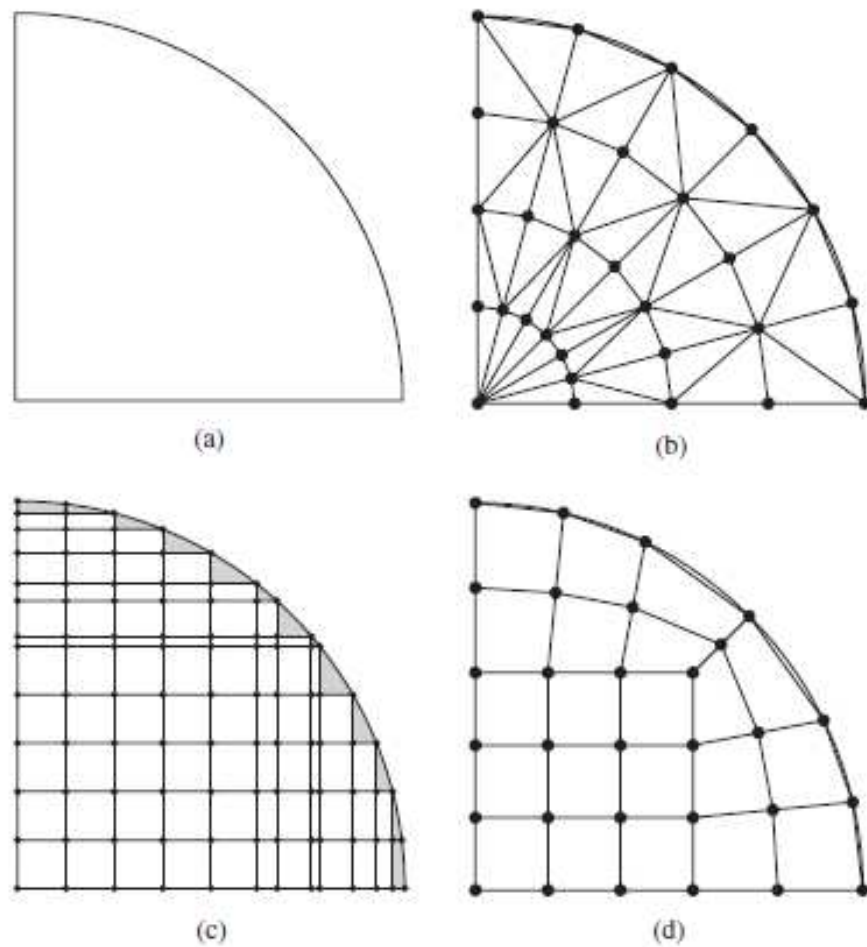


Figura 26. a) dominio a modelar, b) elementos triangulares, c) elementos rectangulares, d) elementos rectangulares y cuadrilaterales [37].

- **Elementos cuadráticos.**

Los polinomios de Lagrange fueron descubiertos de forma independiente al FEM. Estas funciones son usadas para interpolaciones de varias cantidades. Una representación lineal de desplazamiento, como la mostrada en la figura 27 a), es suficiente si las fuerzas son aplicadas al final del elemento y si la sección transversal no cambia a través del elemento. Si el miembro axial tiene una carga distribuida, o si el miembro es cónico, entonces el desplazamiento axial ya no es lineal dentro del elemento. Un polinomio cuadrático o de orden mayor puede converger más rápido que uno lineal para el caso antes mencionado. Con 3 grados

de libertad, se puede iniciar con una función cuadrática de desplazamiento $u(x) = C_1 + C_2x + C_3x^2$, resolviendo la constante en términos de desplazamientos nodales y obtener soluciones análogas tal y como se muestran en la figura 27 b) [38].

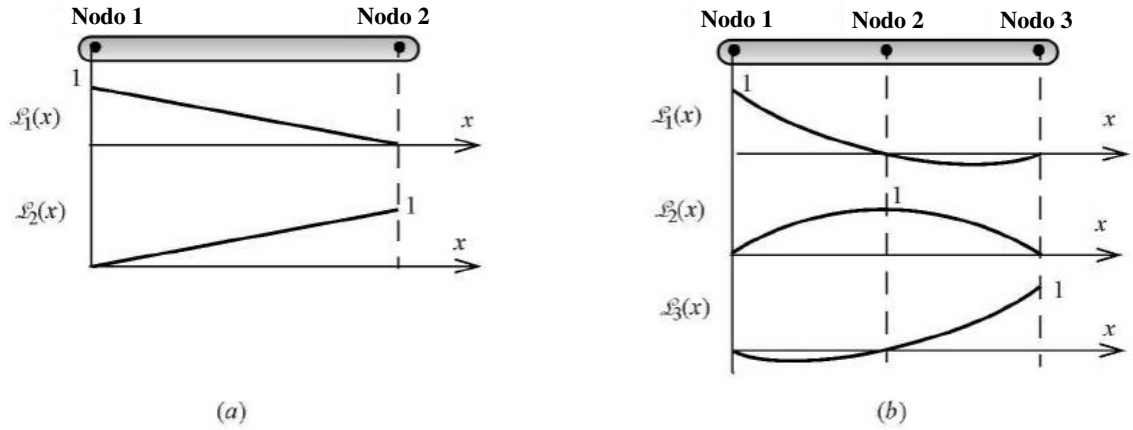


Figura 27. Diferencias en las soluciones obtenidos para a) un elemento lineal y b) un elemento cuadrático [38].

Esto aplicado a elementos de más dimensiones se ejemplifica en la figura 28, donde el triángulo cuadrático presenta el potencial de una mejora significativa para la representación de esfuerzos [39].

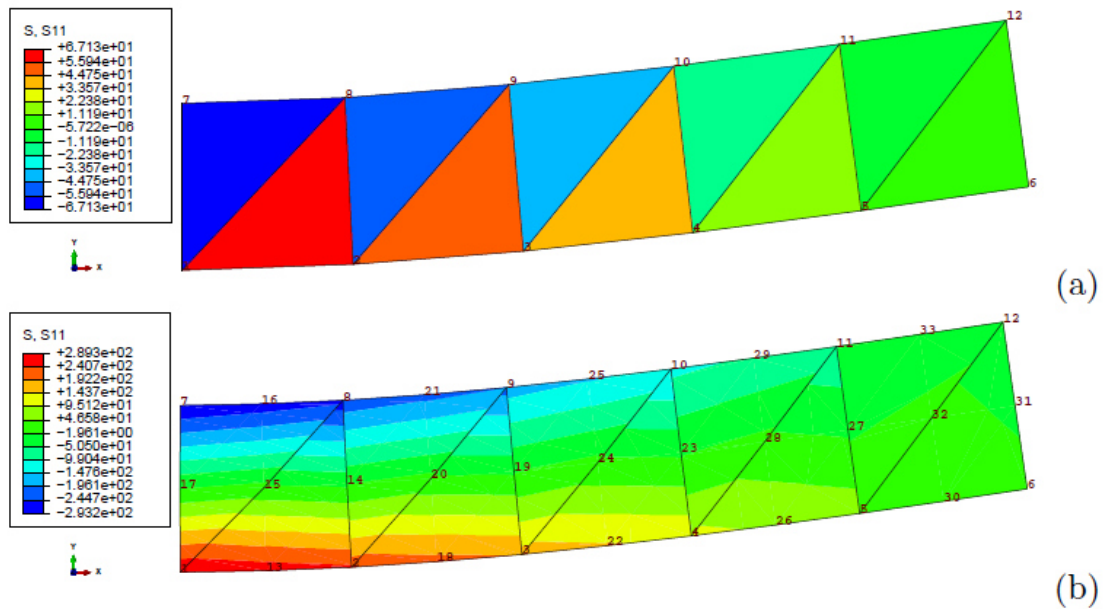


Figura 28. Modelo de esfuerzo plano de una viga con carga axial. El modelo a) con elementos triangulares lineales presenta un valor menor de esfuerzo máximo que el modelo b) con elementos triangulares cuadráticos [39].

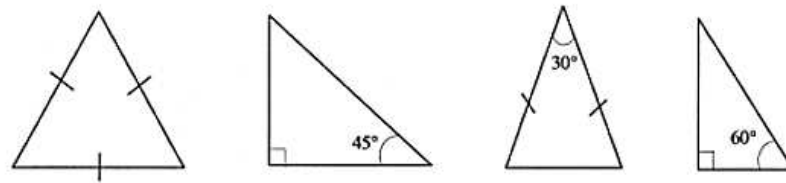
- **Factores de distorsión de elementos.**

Una de las preocupaciones principales cuando se genera un mallado, es la calidad de los elementos que la conforman. Esto es muy importante cuando se generan mallas con elementos basados en triángulos y cuadrilaterales. Los factores de distorsión es un paso necesario para asegurar que la forma de los elementos no actuará como una causa extra de disminución de la exactitud en un análisis de elemento finito [40]. Para la mayoría de las partes, las mediciones de calidad de mallado son basado en criterios geométricos. Volumen del elemento, *aspect ratio* (razón de aspecto), *skew*, ángulos, elongación y orientación son algunos de las mediciones de calidad de malla [41]. A continuación, se describen algunos:

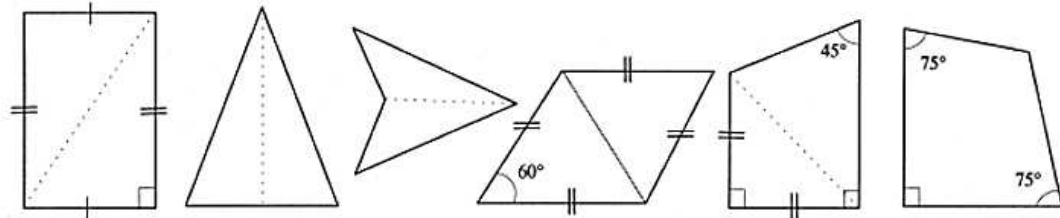
a. **Ángulos internos de elementos cuadrilaterales.** Dos criterios son definidos para los ángulos internos de un elemento cuadrilateral. La forma del elemento se encuentra satisfactoria si todos sus ángulos internos están dentro de los

límites del intervalo $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$ y es considerado insatisfactorio si uno de sus ángulos internos excede de los límites del intervalo $30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ$ [42]. En la práctica, encuentran que la primera condición es muy estricta, por lo cual definen un nuevo intervalo $37.5^\circ \leq \alpha \leq 142.5^\circ$ que se obtiene del promedio de las dos anteriores [43].

- b. Ángulos internos de elementos triangulares.** De forma similar, un valor arbitrario de $60^\circ \pm 30^\circ$ conduciría a un intervalo máximo de aceptación [40]. Pero en otras fuentes como uso práctico se indica un valor de ángulo aceptable entre el intervalo $20^\circ < \theta < 120^\circ$ [44]. En la figura 29 se muestran las formas típicas de los dos tipos de elementos antes mencionados.



(a) Triángulos típicos



(b) Cuadriláteros típicos

Figura 29. Formas típicas de elementos discretos tipo a) triangulares y b) cuadrilaterales.

- c. Razón de aspecto.** La razón de aspecto de un elemento cuadrilateral se define como la relación entre el lado más largo y el más corto de un elemento. El mejor valor posible (óptimo) es 1 [45]. Contando con la existencia de un valor aceptable en la práctica igual a 5 [44].

Los métodos disponibles para la solución de sistemas de ecuaciones lineales se dividen en dos tipos: directos o iterativos. Los métodos directos son aquellos que en ausencia de redondeos y otros errores, se puede obtener la solución exacta con un número finito de operaciones aritméticas elementarías. Los métodos iterativos son aquellos que arrancan con una aproximación inicial y los cuales tras la aplicación de un algoritmo elegido adecuadamente dirigirá a una mejor aproximación sucesivamente, hasta que el proceso converja se puede esperar a tener una buena solución aproximada [36].

- **Método directo por eliminación de Gauss.**

Es el método directo fundamental para la solución de sistemas de ecuaciones lineales. El objetivo básico de este método es transformar un sistema dado en un sistema triangular equivalente, cuya solución puede ser obtenida más fácilmente. La generalización de este método se deduce del sistema mostrado en las ecuaciones 4.3 y 4.4, donde se muestra la matriz antes y después de la eliminación de los coeficientes de x_1 [36]. El uso de un método lineal directo puede optimizar la eliminación de ecuaciones frontera asociadas con zonas de difícil contacto y elementos híbridos [46].

$$\begin{array}{rclclclcl}
 \cancel{k_{11}x_1} & + & k_{12}x_2 & + & k_{13}x_3 & + & \boxed{0} & + & 0 & = & f_1 \\
 k_{11}x_1 & + & \cancel{k_{22}x_2} & + & k_{23}x_3 & + & k_{24}x_4 & + & \boxed{0} & = & f_2 \\
 k_{11}x_1 & + & k_{32}x_2 & + & \cancel{k_{33}x_3} & + & k_{34}x_4 & + & k_{35}x_5 & = & f_3 \\
 \boxed{0} & + & k_{42}x_2 & + & k_{43}x_3 & + & \cancel{k_{44}x_4} & + & k_{45}x_5 & = & f_4 \\
 0 & + & \boxed{0} & + & k_{53}x_3 & + & k_{54}x_4 & + & \cancel{k_{55}x_5} & = & f_5
 \end{array} \quad (4.7)$$

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & 0 & 0 \\ 0 & k_{22}^{(1)} & k_{23}^{(1)} & k_{24}^{(1)} & 0 \\ 0 & k_{32}^{(1)} & k_{33}^{(1)} & k_{34}^{(1)} & k_{35}^{(1)} \\ 0 & k_{42}^{(1)} & k_{43}^{(1)} & k_{44}^{(1)} & k_{45}^{(1)} \\ 0 & 0 & k_{53}^{(1)} & k_{54}^{(1)} & k_{55}^{(1)} \end{bmatrix}; \begin{Bmatrix} f_1^{(1)} \\ f_2^{(1)} \\ f_3^{(1)} \\ f_4^{(1)} \\ f_5^{(1)} \end{Bmatrix} \quad (4.8)$$

Los nuevos coeficientes son expresados de la forma mostrada en la ecuación siguiente [36]:

$$\begin{aligned} k_{22}^{(1)} &= k_{22} - k_{21} \frac{k_{12}}{k_{11}} \\ k_{23}^{(1)} &= k_{23} - k_{21} \frac{k_{13}}{k_{11}} \\ k_{32}^{(1)} &= k_{32} - k_{31} \frac{k_{12}}{k_{11}} \\ k_{33}^{(1)} &= k_{33} - k_{31} \frac{k_{13}}{k_{11}} \\ f_2^{(1)} &= f_2 - k_{21} \frac{f_1}{k_{11}} \\ f_3^{(1)} &= f_3 - k_{31} \frac{f_1}{k_{11}} \end{aligned} \quad (4.9)$$

El índice superior (*l*) ha sido usado para denotar la primera eliminación. La relación general de un coeficiente arbitrario después de la primera eliminación es de la forma siguiente [36]:

$$k_{ij}^{(1)} = k_{ij} - k_{i1} \frac{k_{1j}}{k_{11}}, \quad i, j > 1 \quad (4.10)$$

De esa ecuación se obtiene la forma general para *n* cantidad de eliminaciones, tanto para las constantes de rigidez (ecuación 4.7) como las fuerzas (ecuación 4.8).

$$k_{ij}^{(n)} = k_{ij}^{(n-1)} - k_{in}^{(n-1)} \frac{k_{nj}^{(n-1)}}{k_{nn}^{(n-1)}}, \quad i, j > n \quad (4.11)$$

ó

$$f_i^{(n)} = f_i^{(n-1)} - k_{in}^{(n-1)} \frac{f_n^{(n-1)}}{k_{nn}^{(n-1)}}, \quad i > n \quad (4.12)$$

- **Cuerpo rígido.**

Es una colección de nodos y/o superficies cuyo movimiento es gobernado por el movimiento de un nodo simple, llamado el nodo de referencia del elemento rígido. Los elementos rígidos pueden ser usados para modelos muy duros (poco deformables), ya sean fijos o que experimentan grandes movimientos. Por ejemplo, pueden ser usados para modelar herramientas de conformado o como restricciones entre piezas deformables y proveen un método conveniente para especificar ciertas interacciones de contacto [47].

Debido a que un cuerpo rígido sólo puede someterse a traslación $x(t)$ y rotación $R(t)$, se define la forma de un cuerpo rígido en términos de un espacio fijo e indeformable llamado espacio del cuerpo. Dada la descripción geométrica del cuerpo en el espacio del cuerpo, se usa $x(t)$ y $R(t)$ para transformar la descripción de espacio del cuerpo en espacio global, como se muestra en la figura 30. El centro de masa es transformado en $x(t)$ en el espacio global, a un tiempo t . Los ejes fijos x , y , y z se transforman en los vectores $x'=R(t)x$, $y'=R(t)y$ y $z'=R(t)z$. El punto fijo p_0 en el espacio del cuerpo se vuelve $p(t)$ y es definido por [48]:

$$p(t) = R(t)p_0 + x(t) \quad (4.13)$$

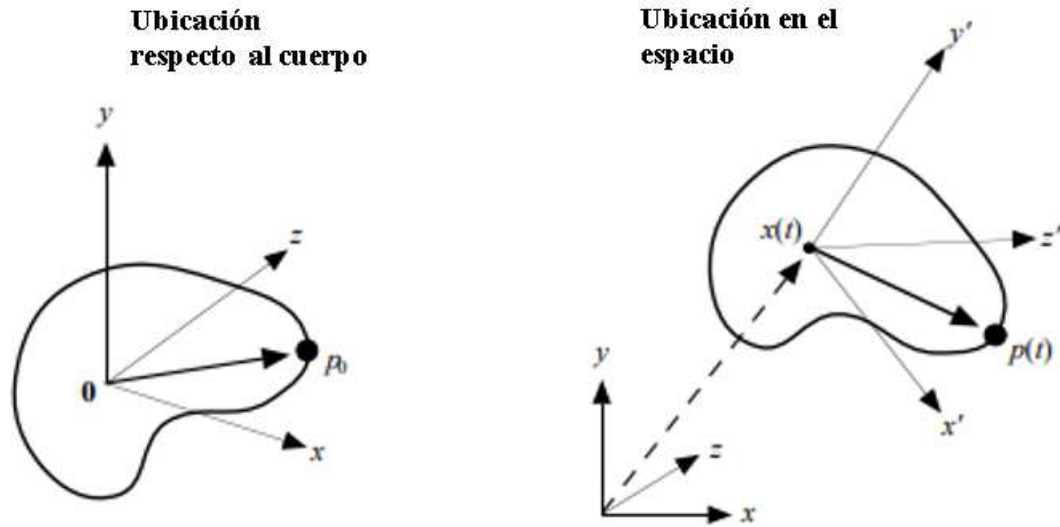


Figura 30. Traslación y rotación del cuerpo rígido [48].

4.3 Método de volumen finito en dinámica de fluidos computacional (CFD)

4.3.1 CFD (Computational Fluid Dynamics).

Es la rama de la dinámica de fluidos que provee medios rentables para simulación de flujos reales por la solución numérica de las ecuaciones gobernantes [49]. Las simulaciones por CFD se han convertido en una herramienta indispensable para los ingenieros cuando se trata de análisis de flujos. Éstas son usadas para proveer una visión de los detalles de productos y procesos, para la existencia de ambos o potenciales equipamientos a futuro, pero también pueden ser usadas para optimización. Existe una compilación de pasos para una simulación CFD típica y se presentan en la tabla 6 [50].

Tabla 6. Compilación de los pasos realizados en una simulación CFD típica (modificada) [50].

Paso	Descripción
Diseño de geometría	Definir geometría y fronteras.
Generación de la malla	Dividir la geometría dentro de pequeñas celdas computacionales (elementos).
Definición del modelo CFD	Agregar modelos para turbulencia, multifase, etc.
Establecer propiedades	Establecer densidad, viscosidad, etc.
Condiciones fronteras e iniciales	Establecer las condiciones de inicialización, condiciones de entrada y salida y condiciones en las paredes.
Solución	Seleccionar método de solución (<i>solver</i>), métodos de iteración, flujo en estado estable o transitorio y los requerimientos de convergencia.
Post-procesamiento	Análisis de resultados

4.3.2 Ecuaciones gobernantes.

Las ecuaciones gobernantes para la mecánica de fluidos Newtonianos, llamadas ecuaciones de Navier-Stokes y de continuidad, han sido conocidas por 150 años. Sin embargo, el desarrollo de formas reducidas de esas ecuaciones sigue siendo un área de investigación, en particular, el problema del cierre de la turbulencia de las ecuaciones promediadas de Reynolds de Navier-Stokes, a continuación, se muestran las ecuaciones para flujo compresible e incompresible [49].

- **Flujo compresible.**

Ecuación de continuidad:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \quad (4.14)$$

Ecuación de Navier-Stokes (*Momentum*):

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x \quad (4.15)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y \quad (4.16)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z \quad (4.17)$$

Ecuación de energía:

$$\begin{aligned} & \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &= \Phi + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ & \quad + \left(u \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + w \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (4.18)$$

Donde Φ es la función de disipación dada por:

$$\begin{aligned} \Phi = 2\mu & \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + 0.5 \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 0.5 \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right. \\ & \left. + 0.5 \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (4.19)$$

- **Flujo incompresible**

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.20)$$

Ecuación de Navier-Stokes

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.21)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.22)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.23)$$

En estas ecuaciones, u , v , w son las componentes de la velocidad en las direcciones x , y , z , ρ es la densidad, T es la temperatura, p es la presión, μ es la viscosidad y c_p es el calor específico a presión constante.

La ecuación de continuidad es una expresión que representa que la materia es conservada en el flujo. Aplica para fluidos compresibles e incompresibles, Newtonianos y no-Newtonianos. Para flujos incompresibles se observa que las ecuaciones dadas se simplifican por efectos de la densidad constante. Si la temperatura también se asume constante el sistema se reduce, si varía, la ecuación de energía debe ser resuelta para obtener tal variación, pero su efecto en las ecuaciones de continuidad y momentum es despreciable [49]. La ecuación de Navier-Stokes, modela con precisión todo un conjunto de fenómenos de flujo de fluidos incompresibles monofásicos turbulentos o laminares, flujos compresibles a altas velocidades y también flujos multifase [51].

4.3.3 Modelos para flujo turbulento

Actualmente, ocurre flujo inestable (turbulencia) cuando las perturbaciones al flujo son amplificadas, mientras que el flujo laminar ocurre cuando esas perturbaciones son amortiguadas [52]. La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, rugosidad de superficie, velocidad de flujo, temperatura de la superficie y tipo de fluido, entre otras cosas. El número de Reynolds en el cual el flujo se vuelve turbulento es llamado el número de Reynolds crítico, Re_{cr} . El valor de éste es diferente para diferentes

geometrías y condiciones de flujo. Para un flujo interno en una tubería circular, el valor generalmente aceptado para el Re_{cr} es de 2300 [53].

El flujo turbulento es comúnmente encontrado en aplicaciones industriales, de hecho, la mayoría de los flujos son turbulentos por naturaleza. Por lo tanto, los modelos que describen flujo turbulento son esenciales cuando se modela el flujo de un fluido. La mayoría de los modelos turbulentos aplicables en ingeniería son basados en el concepto de descomposición de Reynolds. Éste propone que las variables instantáneas pueden ser divididas en dos partes diferentes: una parte promedio y una parte fluctuante. Cuando este concepto es aplicado a la ecuación de Navier-Stokes, esto resulta en un conjunto de ecuaciones llamadas ecuaciones promediadas de Reynolds de Navier-Stokes (abreviadas en inglés como RANS), que son presentadas a continuación [50]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial t} + \langle U_j \rangle \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \langle u_i u_j \rangle}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Donde, las variables encerradas en $\langle \quad \rangle$, definen la parte promedio de la variable y ν es la viscosidad cinemática, definida como $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. El término $\langle u_i u_j \rangle$ se refiere a los esfuerzos de Reynolds, para los que la definición exacta es $-\rho \langle u_i u_j \rangle$, U_j es la velocidad de flujo, x_i y x_j representan la posición en el tiempo, $i, j = [1, 2, 3]$, esto indica que las variables antes mencionadas se encuentran en las 3 direcciones del espacio, lo cual resulta en las 3 ecuaciones antes presentadas para Navier-Stokes.

Los esfuerzos de Reynolds describen la transferencia del *momentum* debido a la turbulencia y desde que esto consiste de productos de las fluctuaciones de la velocidad, esto introduce una variable desconocida dentro de la ecuación. Así, el aplicar el concepto de descomposición de Reynolds a las ecuaciones de Navier-Stokes, resultan en un término adicional. Por lo tanto, el modelado de este término (los esfuerzos de Reynolds) es el propósito medular del modelo turbulento que usa las ecuaciones RANS [50].

Los modelos turbulentos basados en las ecuaciones de RANS pueden ser clasificados como modelos de cero, uno o dos ecuaciones, y se refiere al número de ecuaciones diferenciales para modelar los esfuerzos de Reynolds, en adición a las ecuaciones de RANS. El más común, desde presenta mayor robustez y menos costo computacional, es el de dos ecuaciones [50].

4.3.4 Modelos turbulentos de 2 ecuaciones.

Estos modelos caen dentro de los modelos de viscosidad de torbellino (en inglés eddy). Dos ecuaciones de transporte son derivadas las cuales describen el transporte de dos escalares [54]. Dos modelos populares son el $k - \varepsilon$ y $k - \omega$. k es definida como la energía cinética turbulenta y los dos escalares ε y ω son definidos como la razón de disipación de energía y la disipación específica, respectivamente. Una de las ventajas del modelo $k - \varepsilon$ es que es insensible a los valores que son requeridos ser asumidos en flujo libre. Por otra mano, este modelo es a menudo inexacto donde ocurre aceleración repentina del flujo y en regiones con números de Reynolds bajos. Este modelo requiere funciones de pared para simular flujos cerca de las paredes. En la región cercana a la pared, el modelo $k - \omega$ puede ser usado sin el requerimiento de una función de pared [50].

En el modelo $k - \varepsilon$, las ecuaciones de transporte modeladas para k y ε (ecuaciones 4.21 y 4.22 respectivamente), son resueltas. El escalar de turbulencia es obtenido de la ecuación 4.23 [54].

$$(\rho \bar{U}_j k)_j = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) k_j \right] + P_k - \rho \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (4.25)$$

$$(\rho \bar{U}_j \varepsilon)_j = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \varepsilon_j \right] - \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P_k - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (4.26)$$

$$l = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (4.27)$$

La viscosidad turbulenta es calculada por [54]:

$$\nu_t = c_\mu k^{1/2} l = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.28)$$

Esto resulta en cinco constantes desconocidas c_μ , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε , las cuales se calculan y relacionan en las ecuaciones siguientes [54]:

$$c_\mu = \left(\frac{u_*^2}{k} \right)^2 \quad (4.29)$$

$$c_{\varepsilon 1} = c_{\varepsilon 2} - \frac{k^2}{c_\mu^{1/2} \sigma_\varepsilon} \quad (4.30)$$

$$c_{\varepsilon 2} = \frac{m+1}{m} \quad (4.31)$$

Datos experimentales definen a $m=1.25 \pm 0.06$. Las últimas dos constantes de Prandtl σ_k y σ_ε , son optimizadas por la aplicación del modelo a varios flujos fundamentales, dando los siguientes valores: $\sigma_k=1$, $\sigma_\varepsilon=1.31$ [54].

4.3.5 Método de volumen finito (siglas en inglés FVM)

El método del volumen finito es una técnica numérica que transforma las ecuaciones diferenciales parciales, que representan leyes de conservación, sobre volúmenes diferenciales a ecuaciones discretas algebraicas sobre volúmenes finitos. En el FVM, algunos de los términos en la ecuación de conservación son convertidos en flujos a través de una sección y evaluados en volumen finito de superficies, las ecuaciones parciales

anteriores son transformadas entonces en ecuaciones algebraicas al integrarlas sobre cada elemento discreto [51].

Ecuación de conservación para un escalar variable general ϕ :

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{término transitorio}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \phi)}_{\text{término convectivo}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi)}_{\text{término de difusión}} + \underbrace{Q^\phi}_{\text{término fuente}} \quad (4.32)$$

La forma en estado estable es:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi) + Q^\phi \quad (4.33)$$

Integrando la ecuación 4.29 para el elemento C, mostrado en la figura 31:

$$\int_{V_c} \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \phi) dV = \int_{V_c} \nabla \cdot (\Gamma^\phi \nabla \phi) dV + \int_{V_c} Q^\phi dV \quad (4.34)$$

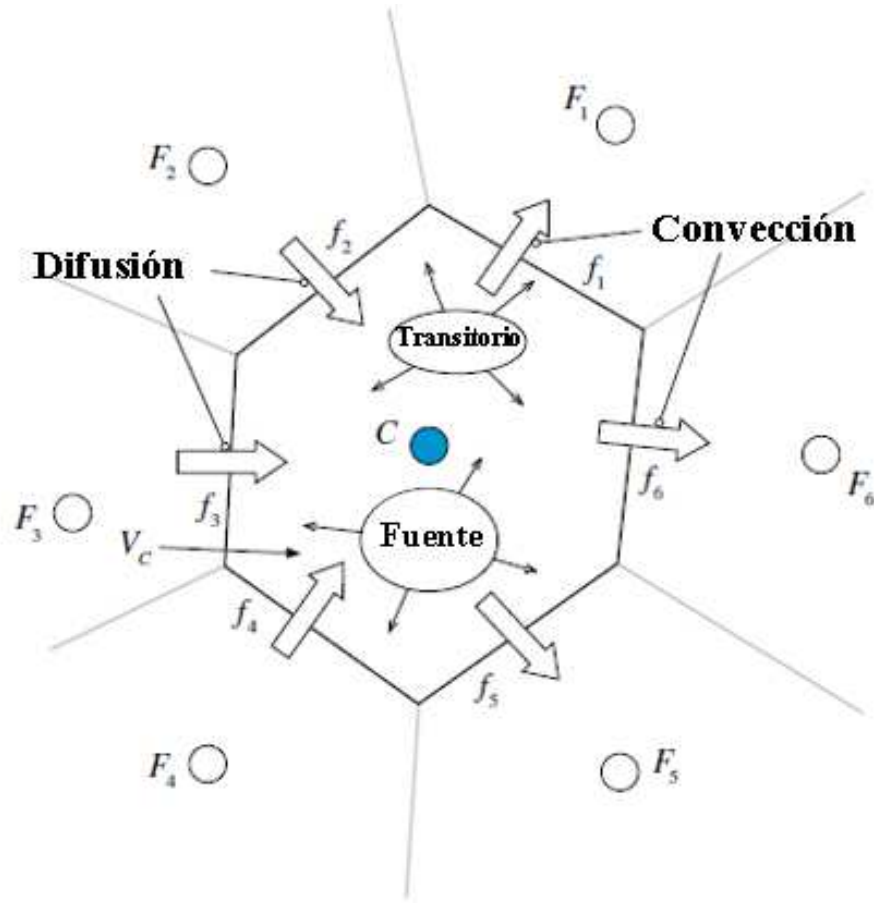


Figura 31. Conservación en un elemento discreto [51].

Por último, reemplazando las integrales de volumen de los términos por integrales de superficie por medio del uso del teorema de divergencia, la ecuación anterior queda de la forma [51]:

$$\oint_{\partial V_c} (\rho \mathbf{v} \phi) \cdot d\mathbf{S} = \oint_{\partial V_c} (\Gamma^\phi \nabla \phi) \cdot d\mathbf{S} + \int_{V_c} Q^\phi dV \quad (4.35)$$

Donde las letras en **negrita** indican vectores, (\cdot) es el operador del producto punto, Q^ϕ representa el término fuente, \mathbf{S} el vector superficie, \mathbf{v} el vector velocidad y ϕ la cantidad conservativa.

4.3.6 Condición de Courant-Friedrichs-Lewy (condición CFL).

Richard Courant, Kurt Friedrichs y Hans Lewy mostraron que cualquier esquema numérico explícito para la resolución de ecuaciones de dinámica de fluidos, o cualquier otro sistema parabólico o hiperbólico de ecuaciones diferenciales parciales, puede ser estable y converger en la solución correcta sólo si satisface la condición CFL. Ésta implica un límite superior en el tamaño de incremento de tiempo local de una resolución de elemento definido por la ecuación [55]:

$$\Delta t \leq C_{CFL} \frac{\Delta x}{v} \quad (4.36)$$

Donde v es la velocidad máxima de onda en el elemento, Δt es el valor de incremento de tiempo límite, Δx la resolución del elemento y C_{CFL} el valor de la constante de CFL.

El análisis de estabilidad de von Neumann, establece que $CFL = |V| \delta t / \Delta x < 1$, ya que $CFL = 1$ no previene el crecimiento exponencial de la inestabilidad. En efecto, la mayoría de los métodos explícitos usado en dinámica de fluidos astrofísica proporciona soluciones estables, cuando el número de CFL es menor a la unidad [56]. La forma simple de asegurar que la condición sea satisfecha es hacer que se cumpla globalmente, esto mediante el uso de la velocidad de onda mayor y su incremento de tiempo correspondiente en el volumen computacional completo [55].

Un método práctico para garantizar que el número de incremento de tiempo es el correcto, consta de usar las herramientas gráficas de post-procesamiento para visualizar el contorno correspondiente al número de Courant por celda (*Cell Courant Number* en el apartado de *Velocity*) que el valor de las zonas más sensitivas no exceda 20-40 [57].

4.3.7 Estudio de independencia de la malla.

Para probar la calidad de un mallado, este estudio puede ser realizado y es logrado al producir varios modelos mallados donde el número total de elementos varíe. Un problema

específico es resuelto para para todos los diferentes modelos mallados y sus soluciones son comparadas. La independencia de la malla es lograda cuando las variaciones en los resultados, entre modelos mallados, es lo suficientemente baja dentro de una tolerancia definida por el usuario El trabajo entonces continúa con definir la malla independiente con el menor tamaño de elementos. Una malla fina da mejores resultados, pero también resulta en un mayor costo computacional [50].

Capítulo V: Metodología Experimental

La metodología definida para el proyecto se resume en el diagrama de la figura 32, donde se engloba desde el proceso de la investigación previa hasta el análisis de resultados.

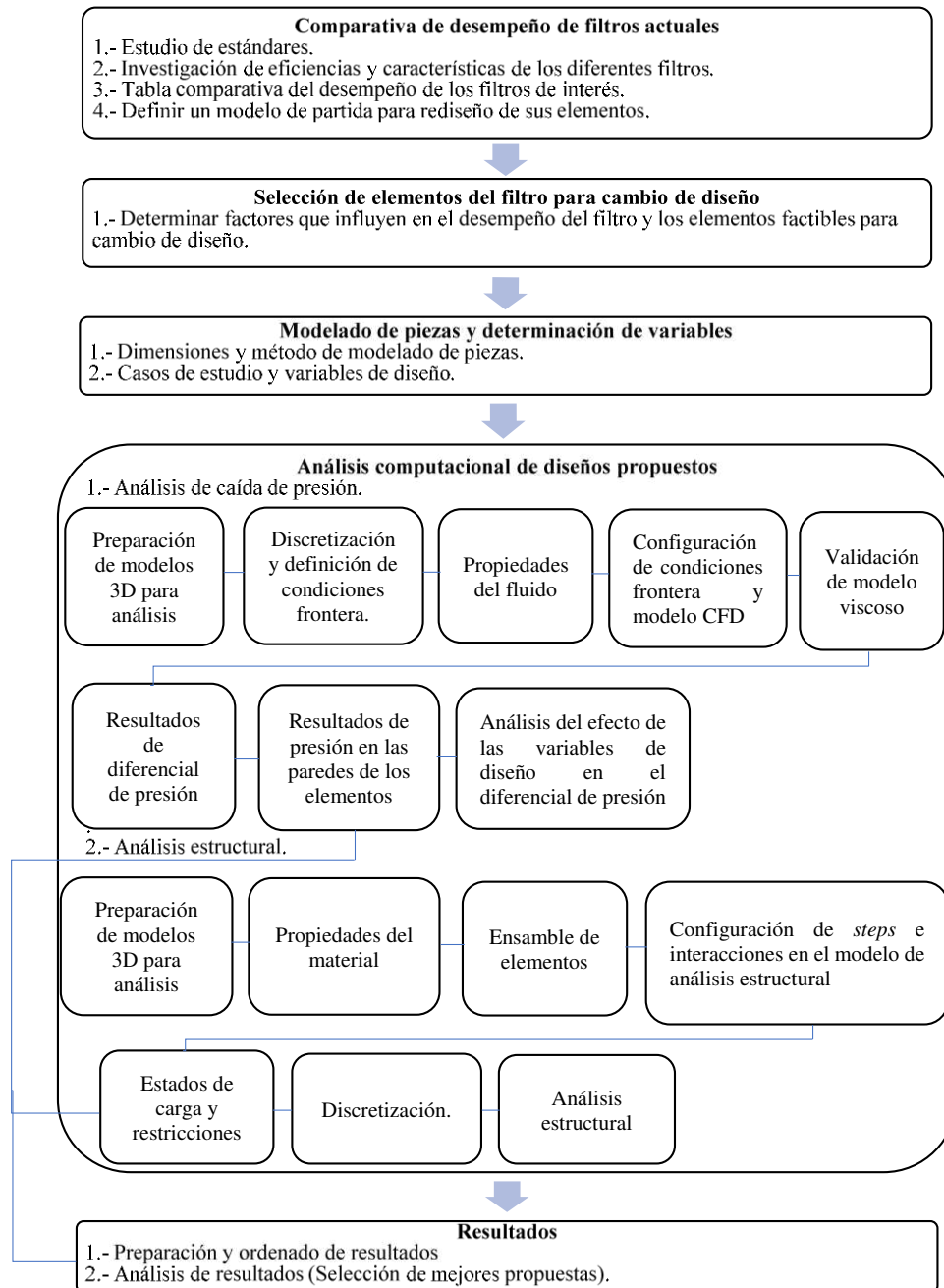


Figura 32. Diagrama de metodología a seguir en el proyecto.

5.1 Comparativa de desempeño de filtros actuales

5.1.1 Estudio de estándares.

Es necesario conocer los estándares principales en los cuales se analizan los filtros ya existentes, con el objetivo de saber cuál es la prueba más adecuada para realizar una comparativa de desempeño entre estos filtros analizados. En el capítulo de estándares fueron definidos los dos estándares más usados por los actuales proveedores en el mercado, para saber el equipo necesario para realizar sus respectivas pruebas, las condiciones de prueba, la cantidad de datos que arrojan, el tipo de datos que se obtienen. En el capítulo de teoría de filtros, en el apartado de conceptos principales, se desarrolló cada uno de los elementos teóricos que definen el desempeño del filtro. Tras ese análisis de ambos capítulos se realizó la tabla 7 con las características de ambos estándares.

Tabla 7 Comparación de estándares (SAE HS 806 e ISO 4548-12).

Estándar	SAE HS 806	ISO 4548-12
Tipo de prueba	Pasada Simple	Multi-pasadas
Análisis de caída de presión	Se registra cada que termina un ciclo	Se registra cada lapso de tiempo durante la prueba
Método de obtención de eficiencia	Gravimétrico, por comparación de pesos (toma de muestras cada pasada).	Conteo de partículas (monitoreo durante la prueba)
Obtención de razón Beta	No	Sí
Eficiencia a tamaños de partícula específicos	Limitado	Posible
Control y monitoreo de temperatura	Sí	Sí
Control y monitoreo de Viscosidad	No	Sí

Mediante este análisis se resume que el estándar recomendado para la validación física de los diseños propuestos es el ISO 4548-12, debido a su capacidad de monitorear y obtener datos más completos en cuanto a eficiencia de filtrado y caída de presión.

5.1.2 Comparación de eficiencias y características de los diferentes filtros.

Para la comparativa se revisó que el estándar, en el cual se obtuvieron la capacidad, eficiencia a tamaños específicos de partículas, caída de presión a diversas temperaturas y el flujo de prueba, fuera el mismo para realizar la gráfica de la figura siguiente:

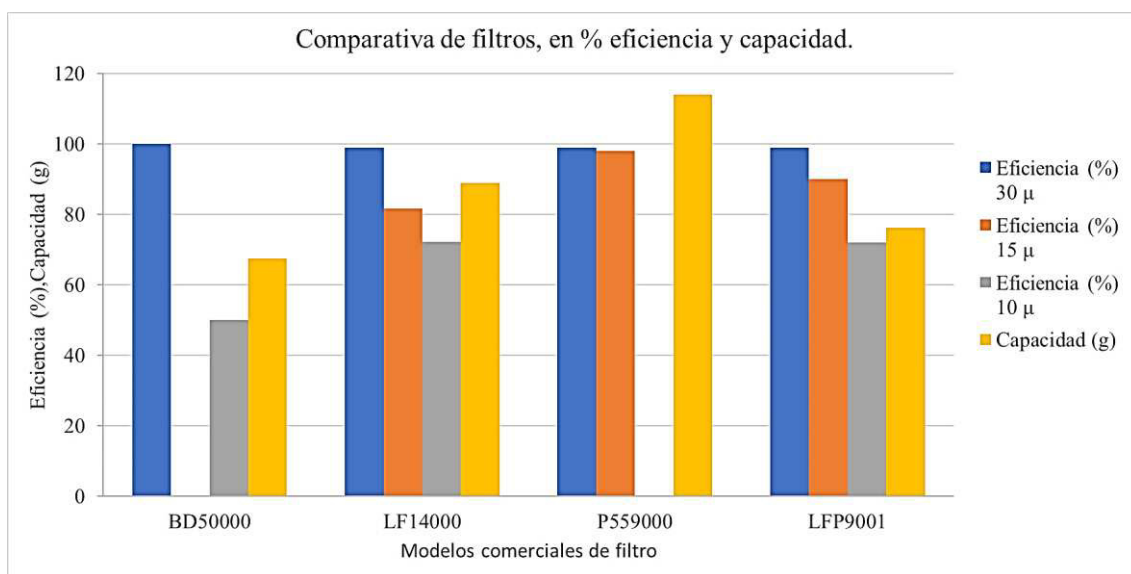


Figura 33. Gráfica comparativa de filtros comerciales, la mayoría ensayados a 28gpm a excepción del modelo LFP9001 a 25gpm.

De acuerdo con los datos recabados se optó por el diseño más simple, con un solo elemento filtrante (P559000), ya que en los filtros comerciales existe uno con esa configuración y sigue presentando un buen desempeño competitivo o superior a los otros modelos de filtros. También se puede observar que la mayoría de los filtros son ensayados a un flujo de 28 gal/min siendo éste un parámetro útil para las condiciones de análisis.

5.2 Elementos del filtro base

El filtro base o de partida, consta de un diseño simple que ofrece competir contra los filtros comerciales al igual que el filtro de la comparativa anterior, los diseños de análisis estarán basados en un modelo base en etapa de desarrollo de la empresa, por lo cual las medidas

y piezas exactas no serán mostradas, pero tras revisiones con personal de la empresa se sabe que consta básicamente de los siguientes elementos:

- **Bote o Housing.** Contenedor que alberga todos los elementos del filtro, además de ofrecer resistencia a la presión generada por el flujo aceite y la precarga de los elementos ensamblados.
- **Resorte de acero.** Generador de la precarga para mantener a los elementos internos ensamblados, en contacto y en su lugar pese al flujo de aceite.
- **Tapas superiores e inferiores.** Posicionan y dan rigidez para el ensamble del elemento filtrante.
- **Tubo central.** Da rigidez al elemento filtrante, permitiendo un área de flujo de salida mayor (diámetro de cavidad interna en el filtro).
- **Placa espaciadora.** Permite la existencia de un área de flujo de entrada mayor al generar un espaciamiento entre la tapa superior y la tapa roscada.
- **Tapa roscada.** Es la pieza que interactúa con la base de filtro en el motor, mediante una rosca para el ensamble y fácil sujeción con la base, también es el elemento que, en conjunto con el bote, completa y garantiza el ensamble de los elementos internos.
- **Liga interior.** Esta cella el paso de aceite en la zona de interacción del vástago de la base del filtro con la tapa superior, para aislar el aceite que entra al filtro, del aceite que sale ya filtrado.
- **Liga exterior o empaque.** Cella el paso de aceite al exterior del filtro por la zona de interacción entre la base del filtro y la tapa roscada.

- **Elemento filtrante de alta eficiencia.** Proporciona el filtrado del aceite para su uso en elementos críticos.

5.3 Selección de elementos del filtro para cambio de diseño

Mediante la información recabada sobre los estándares, filtros comerciales, los antecedentes y la teoría de filtros, se definen los factores de interés en un filtro de aceite que influyen en el desempeño de éste, como se muestra en la figura 34. Se realizó un análisis de causas potenciales que contribuyen a crear un efecto en la eficiencia del filtro (Ishikawa de la figura 34), en este caso los efectos con los factores que influyen en la caída de presión y las causas son los elementos del filtro, condiciones ambientales y operacionales de éste.

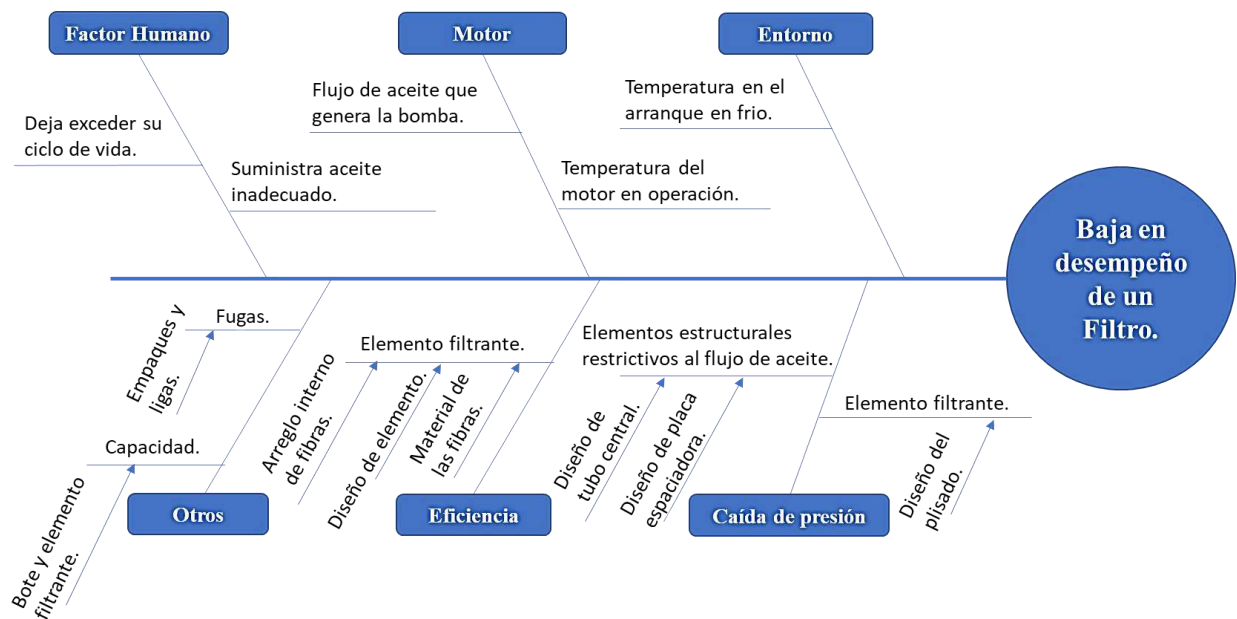


Figura 34. Factores y elementos que influyen en el desempeño de un filtro.

Los factores que se toman como más representativos, son los que dependen de más elementos constituyentes del filtro y en este caso resultan ser la eficiencia y la caída de presión. Obtenidas todas las piezas que influyen en estos factores se seleccionarán los que sean viables de un cambio de diseño. En la tabla 8 se muestran los elementos y en cuáles es más conveniente el cambio de diseño.

Tabla 8. Estudio del cambio de diseño de elementos influyentes en el desempeño del filtro.

Elemento	Cambio de diseño	Observaciones
Tubo central	sí	Es posible modificar sin alterar dimensiones del filtro.
Placa espaciadora	sí	Es posible modificar sin alterar dimensiones del filtro.
Arreglo interno fibras de elemento filtrante	no	No se fabrica en la empresa, solicitar un cambio de diseño implicaría un costo extra.
Material de elemento filtrante	no	No se puede analizar debido a falta de datos confidenciales del proveedor (propiedades del medio poroso).
Diseño del elemento filtrante (principalmente plisado)	no	No se puede analizar debido a falta de datos confidenciales del proveedor (propiedades del medio poroso).

De acuerdo con lo anterior se tomaron como elementos para analizar y realizar nuevos diseños la placa espaciadora y el tubo central. Ambas son piezas fabricadas dentro de la empresa por lo cual hay una posibilidad de una mejora sin generar un costo extra permanente, caso que se presenta en los elementos que no se fabrican en la empresa.

5.4 Modelado de piezas y determinación de variables

5.4.1 Dimensiones y método de modelado de piezas.

El software de modelado utilizado fue PTC Creo Parametric, debido a que ofrece un paquete de modelado para chapas metálicas que facilita y aproxima mejor la pieza a su forma real. Al ser ambas piezas troqueladas, el modelado de éstas no fue por métodos booleanos convencionales, ya que las piezas primero son troqueladas de sus orificios y después son sometidas a otro proceso, de doblado para el tubo central y de estampado para la placa espaciadora. El efecto del formado de ambas piezas se dio mediante el paquete antes mencionado y se realizó en un orden similar al de la fabricación de la pieza, primero se modela la placa con los cortes preliminares al estampado y en el caso del tubo central

se somete posteriormente a una operación de doblado para darle la forma cilíndrica. En la figura 35 se ejemplifica este proceso aplicado a la placa espaciadora.

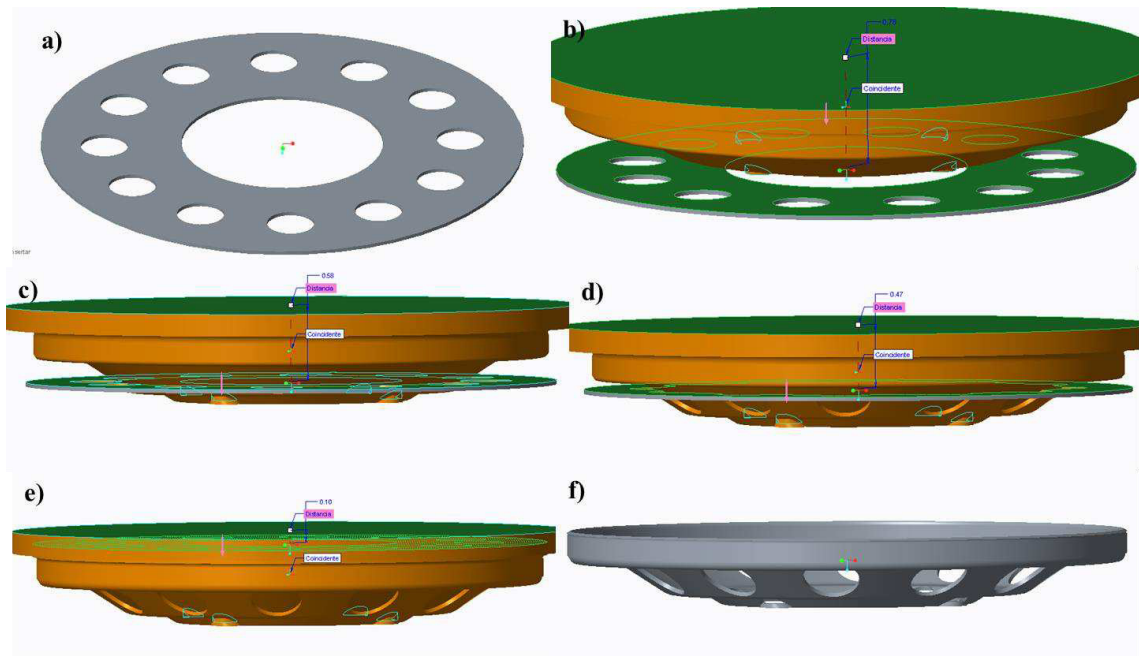
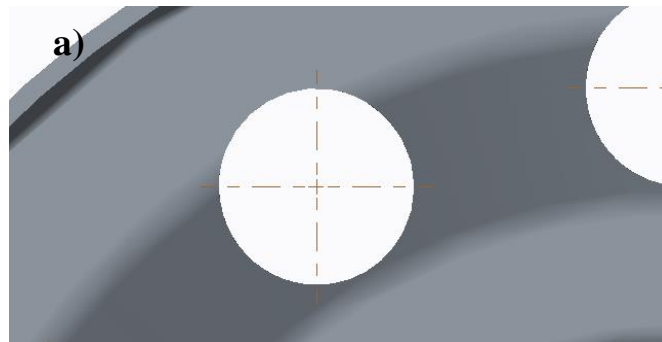


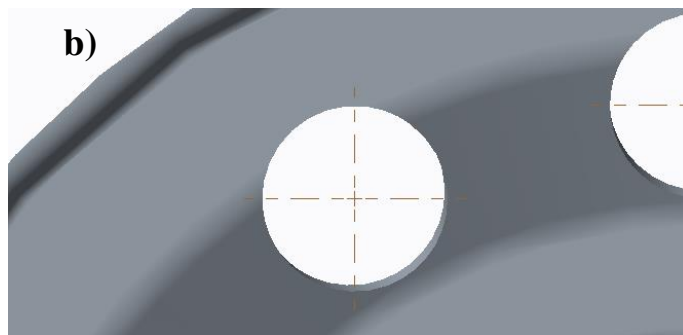
Figura 35. Ejemplo de modelado de un modelo de placa espaciadora mediante paquete de diseño para chapas metálicas conformadas.

La figura 35 a) muestra la forma previa al formado de la placa; en 35 b) se agrega la matriz diseñada previamente con las dimensiones y forma deseadas de la cara interna, y se seleccionan las caras que servirán como referencia de posición entre ambas partes; en 35 c) a la 35 e) se detalla el cómo al variar la distancia entre dichas caras la pieza va obteniendo la forma deseada hasta llegar a 35 f) que presenta la forma final ya sin la matriz. En la figura 36 se muestra las diferencias en la forma final mediante ambos métodos y el agregado de una pestaña, que servirá para centrar la placa en la tapa superior del tubo central y así facilitar el ensamble, también para eliminar la unión de éstas por soldadura que se propone en el diseño base.

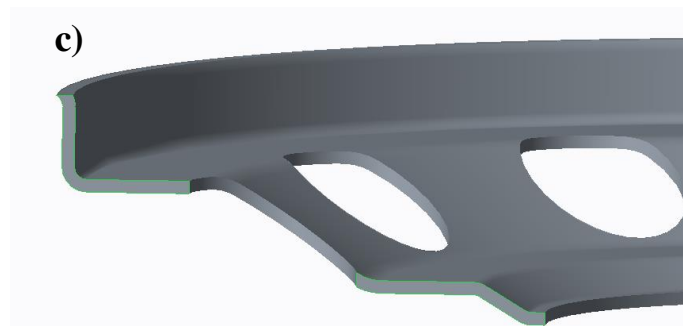
Pieza modelada con orificios cortados en la placa ya formada



Pieza modelada con orificios cortados antes de deformar la placa.



Sección donde se observa corte totalmente perpendicular del orificio.



Sección donde se observa que el orificio cortado, también se deformó junto con la placa. Y el agregado de la pestaña de posicionamiento.

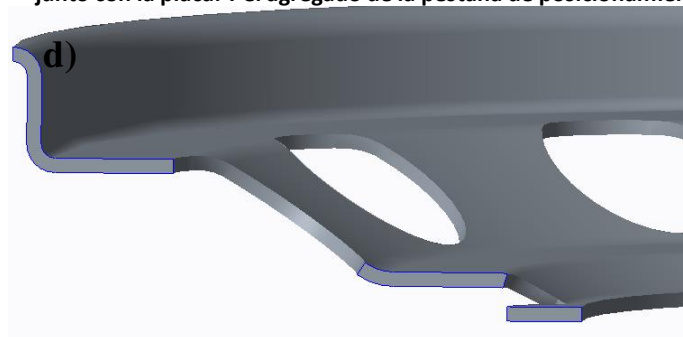


Figura 36. Diferencias entre modelado convencional, a) y c), y modelado mediante paquete especial para placas metálicas, b) y d).

5.4.2 Casos de estudio y variables de diseño.

Las piezas seleccionadas para nuevos diseños influyen en la caída de presión y ambas son piezas con orificios, por lo tanto, las variables geométricas observadas en las ecuaciones del apartado de caída de presión son: el área equivalente A_{oeq} , que se deduce con las ecuaciones 5.1 y 5.2, y el coeficiente de descarga C_d , que depende directamente de la forma de los orificios, éstas son las variables de diseño a modificar en cada propuesta.

De acuerdo con la ecuación 2.15, desarrollada para orificios con el mismo coeficiente ($C_{d1} = C_{d2} = \dots = C_{dn}$), y misma área ($A_{o1} = A_{o2} = \dots = A_{on}$) en paralelo, el producto $C_{deq}A_{oeq}$ de las propuestas queda definido por:

$$C_{deq}A_{oeq} = nC_{d1}A_{o1} \quad (5.1)$$

Donde n es el número de orificios en cada propuesta. Debido a que el orificio equivalente representará un orificio de la misma forma que los orificios individuales, tendremos que $C_{deq} = C_{d1}$, por lo tanto:

$$A_{oeq} = nA_{o1} \quad (5.2)$$

Tal y como se muestra en las tablas 9 y 10. Se prepararon 7 casos representativos para placa espaciadora (enumerados del P1 al P7) en los cuales se variará la forma en 3 principales: orificios circulares, ovalados y trapezoidal con redondeos en las esquinas, éstos con cambios mejor detallados en la tabla 9. También 9 casos de tubo central, en la tabla 10, donde se varía la forma en 3 diferentes: orificio tipo rayador 1, tipo rayador 2 y barreno pasado (T1, T2 y T3 respectivamente), todos con la misma área de paso, pero a su vez cada forma de orificio se presenta en 3 diferentes inclinaciones: horizontal, inclinada y vertical por lo cual a la numeración de las formas diferentes se le agrega un segundo número para indicar la inclinación (T11, T12 y T13 respectivamente).

Tabla 9. Propuestas de diseño de placa espaciadora y datos principales de cada caso.

PLACA ESPACIADORA			
CASO	A_{oeq} (mm²)	No. Orif.	Forma
P1	1096.04	12	Circular
P2	1085.73	19	Ovalada
P3	1103.68	9	Trapezoidal c/redondeos
P4	2164.75	12	Circular c/aumento proporcional de área
P5	2341.00	19	Ovalada c/aumento proporcional de área
P6	2984.48	9	Trapezoidal con redondeos
P7	2461.53	3	Trapezoidal c/redondeos c/aumento proporcional de área

Tabla 10. Propuestas de diseño de tubo central y datos principales de cada caso.

TUBO CENTRAL				
CASO	A_{oeq} (mm²)	No. Orif.	Forma	Inclinación
T11	2114.29	330	Orificio con pared horizontal	horizontal
T12			Orificio con pared horizontal	inclinada
T13			Orificio con pared horizontal	vertical
T21			Orificio tipo rayador con pared inclinada	horizontal
T22			Orificio tipo rayador con pared inclinada	inclinada
T23			Orificio tipo rayador con pared inclinada	vertical
T31			Orificio pasado	horizontal
T32			Orificio pasado	inclinada
T33			Orificio pasado	vertical

De acuerdo con el proceso anteriormente señalado y los casos definidos se propusieron los siguientes diseños, mostrados en las figuras 37 y 38, cada diseño fue sometido a un análisis de su efecto en la caída de presión y después a un análisis estructural en el ensamble con la precarga del resorte y las presiones diferenciales principales, con el fin de encontrar las mejores propuestas de diseño que equilibren el efecto en la caída de presión con la resistencia estructural.

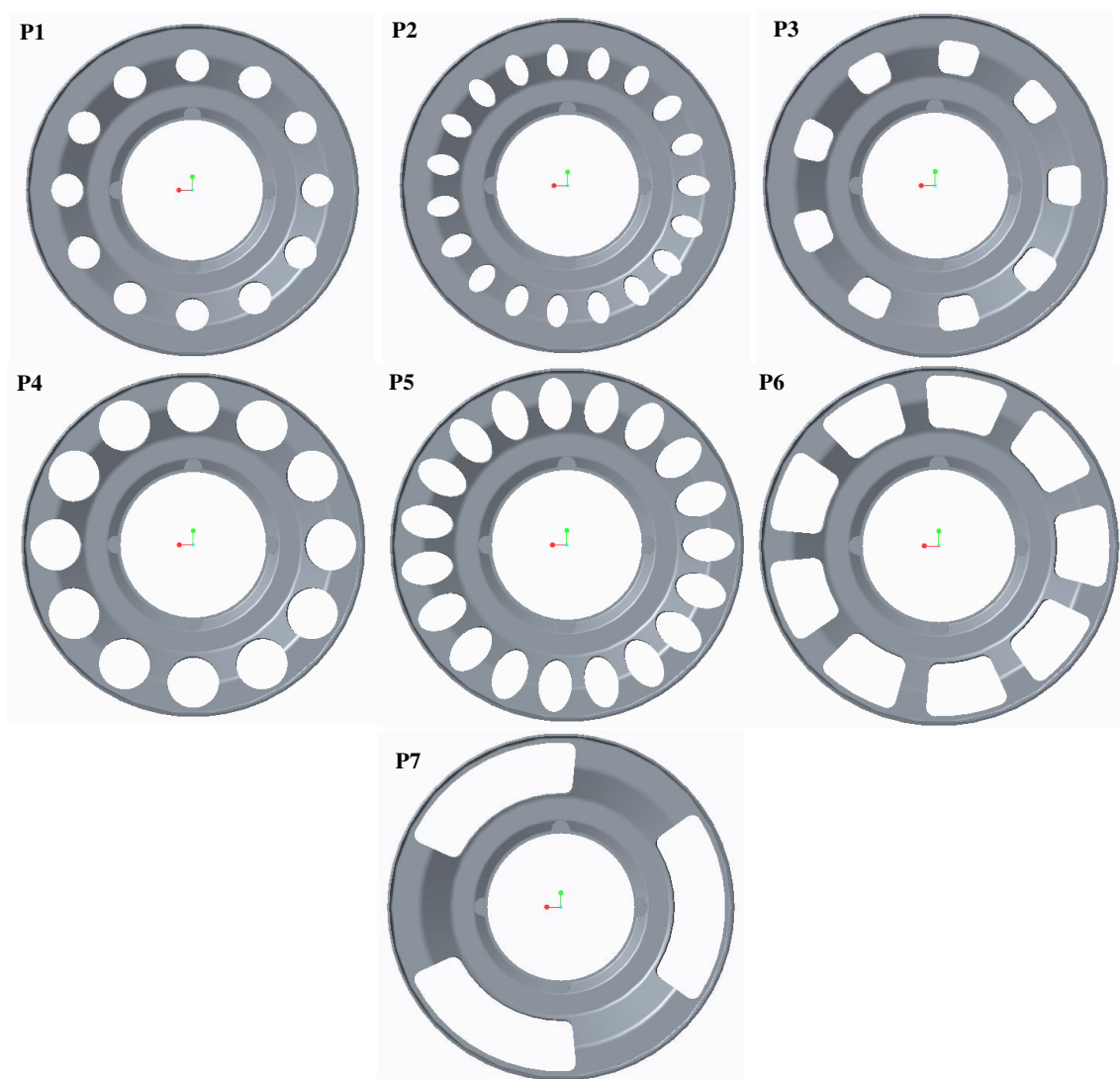


Figura 37. Propuestas de diseño para placa espaciadora.

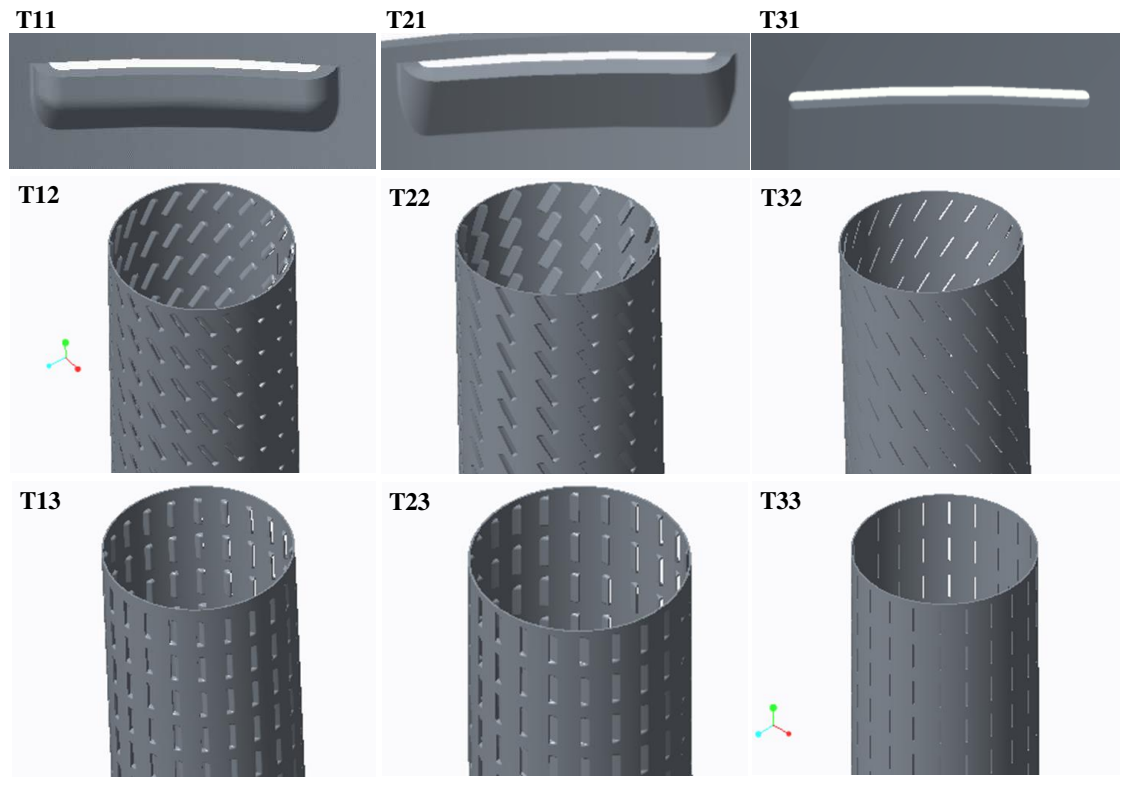


Figura 38. Las imágenes T11, T21 y T31 muestran de cerca las 3 propuestas de orificios con orientación horizontal, en las demás imágenes de abajo se muestran sus respectivos diseños con el cambio de orientación.

Para lograr diferentes escenarios de cálculo fueron definidos diferentes variables geométricas con las condiciones de experimentación definidas en las tablas 9 y 10, con el fin de visualizar el efecto que tiene cada una en su respectiva variable para el cálculo de diferencial de presión. De la placa espaciadora, los 3 primeros casos cuentan con un área total de paso similar, esto para ver el efecto en la caída de presión por cambio de la forma y la cantidad de barrenos, la forma puede ser evaluada mediante el diámetro hidráulico y la relación entre cada orificio con la porción de área de flujo correspondiente $\left(\frac{A_1^2}{A_0^2}\right)$, los dos últimos con el objeto de parametrizar la variable de entrada (forma del orificio que se engloba en el coeficiente de descarga). El tubo central en todos los casos cuenta con la misma cantidad de orificios y misma área de paso, para poder ver más claro el efecto en el cambio de forma que afecta la forma en que el flujo llega a la zona de obstrucción en los 3 casos principales, que a su vez cada uno se modeló en 3 diferentes inclinaciones de

sus orificios, para ver el efecto de esto en la resistencia estructural del elemento. En las tablas 11 y 12 se muestra un resumen de lo anterior.

Tabla 11. Variables de diseño para el análisis de placa espaciadora.

Variable geométrica	Condición de experimentación	Variable de cálculo
Área de paso por orificio	Variable	Área total equivalente
Diámetro hidráulico	Variable	Coeficiente de descarga
Razón $\frac{A_1^2}{A_0^2}$	Variable	
Forma del orificio	Varía en 3 formas diferentes	

Tabla 12. Variables de diseño para el análisis del tubo central

Variable geométrica	Condición de experimentación	Variable de cálculo
Área de paso por orificio	Constante	Área total equivalente
Diámetro hidráulico	Constante	Coeficiente de descarga
Razón Beta	Constante	
Forma del orificio	Variable	
Inclinación del orificio	Variable	Distribución de esfuerzos

5.5 Análisis de caída de presión por CFD.

5.5.1 Preparación del modelo 3D para análisis.

El análisis por CFD se realizó en ANSYS Workbench 18.0, ya que cuenta con varios sistemas para CFD, entre ellos un sistema de análisis por volumen finito llamado Fluent. Con el objetivo de visualizar el comportamiento de la caída de presión debido al flujo del aceite a través de los orificios de los elementos anteriormente mostrados y de acuerdo a la teoría antes vista sobre caída de presión en orificios, se pudo aislar o simplificar el análisis a una sola porción de la pieza para un solo orificio del total que tiene de cada diseño, debido a que son orificios iguales colocados en paralelo a una misma distancia, respecto al sentido del flujo, un ejemplo de esta porción de una pieza se muestra la figura 39.

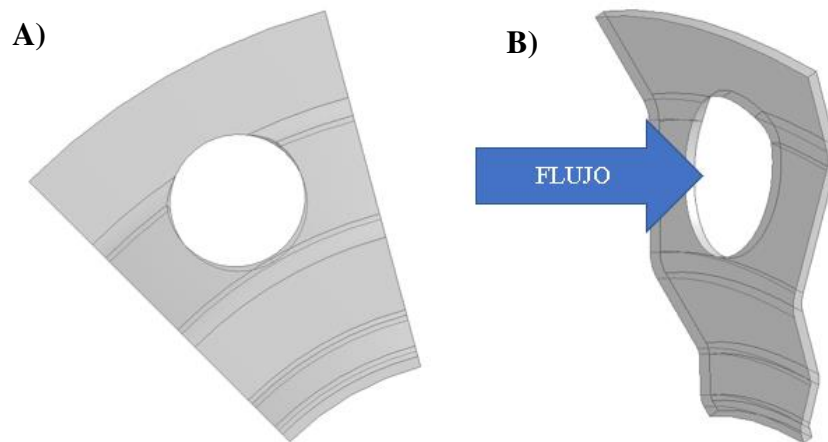


Figura 39. A) porción de pieza, para analizar un sólo orificio y su porción de flujo correspondiente; B) sentido del flujo al que se someterá la pieza.

La pieza mostrada en la imagen anterior representa la parte sólida del análisis, debido a que el interés está en el comportamiento del fluido al pasar por la respectiva porción de cada diseño de pieza, la parte sólida pasa a ser una geometría que se sustraerá de la porción de fluido para enfocar y limitar la simulación sólo al comportamiento del fluido y las paredes de las piezas en contacto con éste. En la figura 40 se muestra un ejemplo de porción de fluido antes y después de extraer el sólido de la porción de pieza, la longitud de la porción de fluido es de 0.05m simétrico respecto a la pieza, para asegurar .025 m de longitud para flujo a la entrada y 0.025 a la salida.

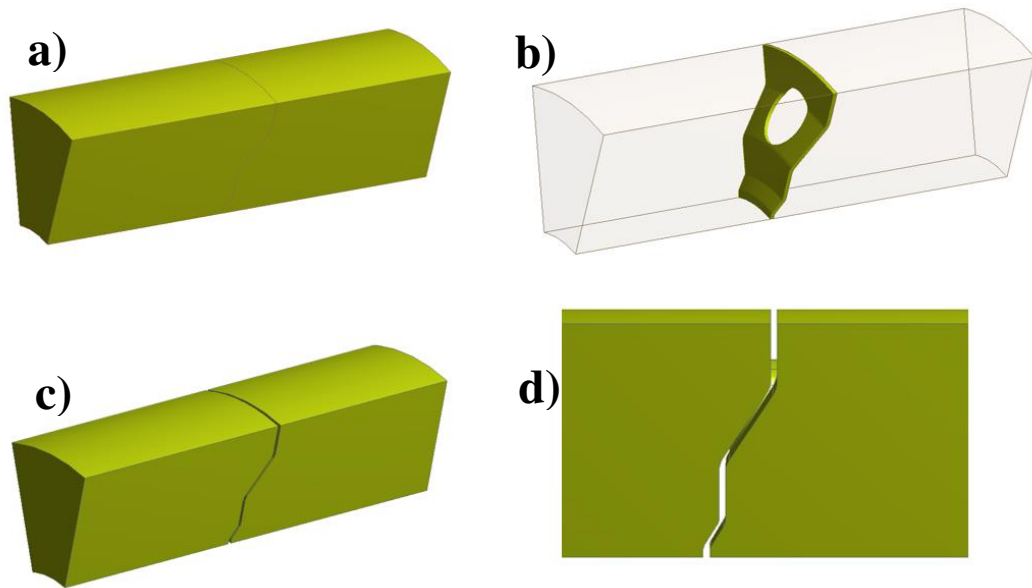


Figura 40. a) porción de fluido a analizar; b) porción de pieza que interfiere al flujo; c) y d) forma final después de extraer geometría de pieza a porción de fluido.

5.5.2 Discretización.

La discretización del modelo se realizó de acuerdo con las características del modelo CFD y el tipo de elementos que mejor representan las geometrías, para todas las porciones de flujo se decidió optar por elementos tetraédricos debido a que en las zonas de pared y orificios existen radios y redondeos que son mejor representados por este tipo de elementos además de que presentan mejor calidad de malla.

Se procedió a aplicar el método de discretización, el cual consta elementos tetraédricos para representar mejor las zonas curvas del modelo, con un algoritmo de mallado conformado para que las fronteras sean las primeras en ser discretizadas y posteriormente se procede a mallar el sólido, esto garantiza se respete en su totalidad la geometría y calidad de las paredes de la porción de flujo a analizar, ya que en este caso el comportamiento en las paredes es el más importante. Por último, el orden de los elementos es de segundo grado ya que se necesita una mejor precisión en cuanto a la resolución cerca de las paredes. En la figura 41 se muestra el resultado de la malla antes definida.

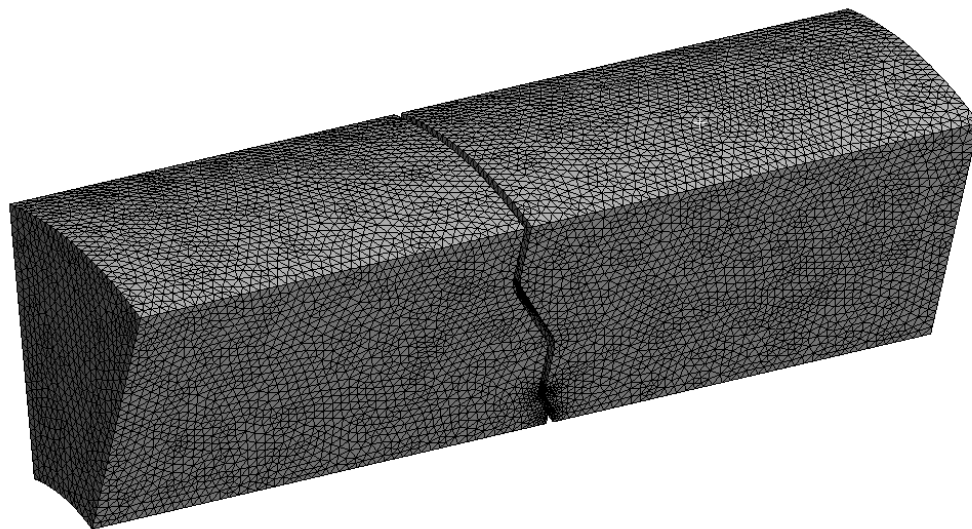


Figura 41. Ejemplo de modelo discretizado en elementos tetraédricos, mediante un algoritmo conformado y con elementos de segundo grado (el último no se visualiza en la apariencia del mallado).

La cantidad de elementos cerca de las paredes es un parámetro que debe ser definido para flujos viscosos, ya que el comportamiento del flujo en esas zonas es crítico por lo cual se redefinió un tamaño de elemento para las paredes solamente, con el fin de lograr una capa de elementos más finos en la pared de entrada, pared de salida, orificio de paso que representan las paredes físicas de la porción del elemento estructural, además de la pared superior e inferior de la porción de flujo en el caso de los modelos para placa espaciadora que representan las paredes de la tubería. Para obtener el mejor tamaño de elemento en la zona cercana a la pared se realizó un estudio de sensibilidad de la malla el cual se explica y muestra después de haber definido las propiedades del fluido y las condiciones frontera. En la figura 42 se muestra un ejemplo del modelo discretizado con refinamiento de malla en zona cercana a las paredes antes indicadas.

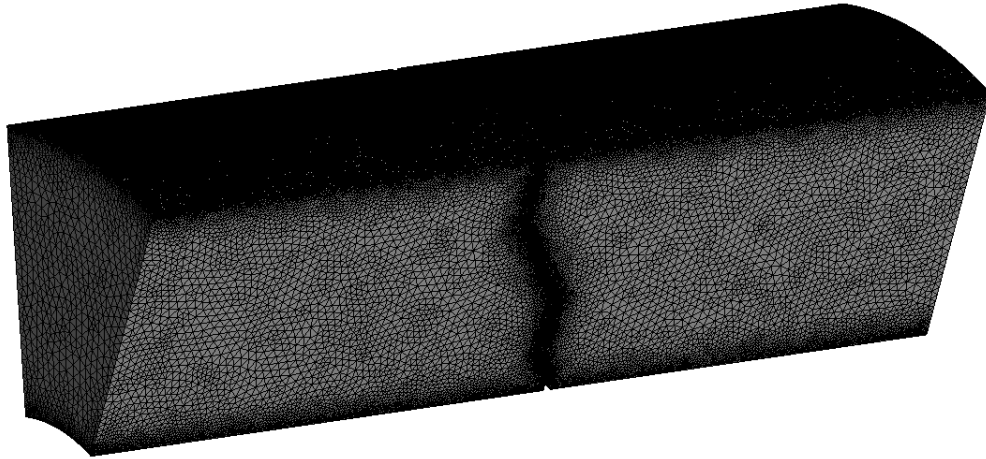


Figura 42. Resultado de redefinir el tamaño de elemento en las paredes que representan fronteras físicas y necesitan una capa más fina de elementos también tetraédricos, generando un total de 757878 elementos para este ejemplo.

Otro paso adicional en el mallado es la definición de la malla en las paredes restantes que representan fronteras no físicas, ya que son las que dividen a una porción de flujo de la otra porción adyacente para formar un arreglo periódico, de forma cíclica respecto a un eje central en el caso de las placas espaciadoras y lineal en dos direcciones en el caso de tubos centrales. Esto se logra aplicando un *match control* a dichas fronteras, con el cual se iguala la forma de los elementos y las ubicaciones de los nodos de una cara para que empate con la cara correspondiente. En la figura 43 se indican las caras que se configuran para empatar en todos sus nodos y lograr continuidad para simular el arreglo periódico.

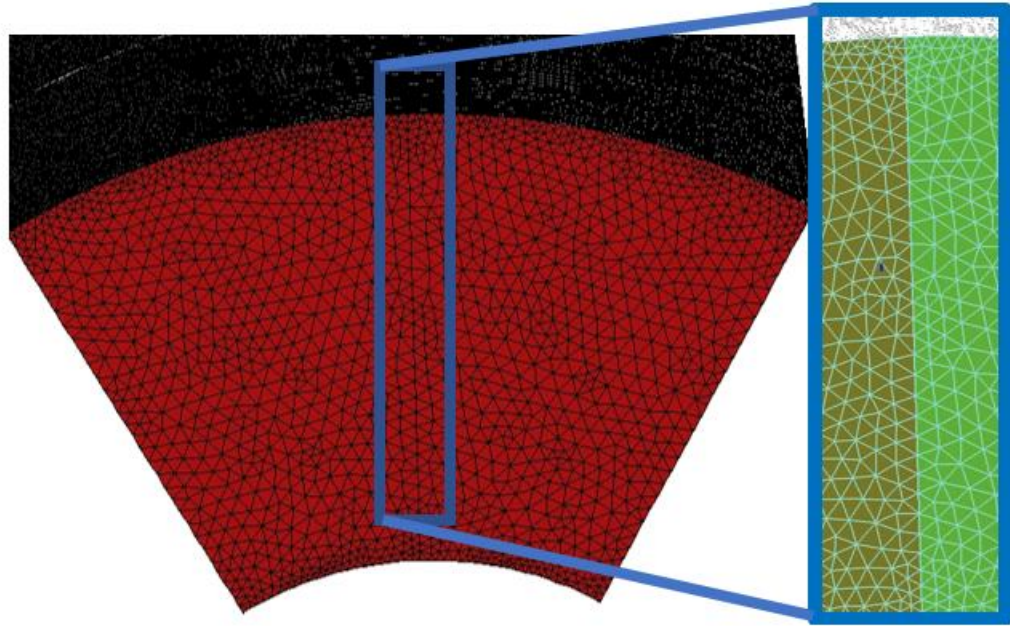


Figura 43. Ejemplo de fronteras periódicas unidas (encerradas en azul) a las cuales se les aplica el *match control* para que los nodos de una empaten en su totalidad con los nodos de la otra.

Después de completar la configuración del mallado se procedió a nombrar los diferentes grupos de superficies frontera, así el software reconoce los nombres para configurarlas como entradas o salidas de flujo, paredes metálicas específicas (se agrupan de acuerdo con las zonas de interés para obtener y visualizar resultados), fronteras periódicas o simétricas. En la figura 44 se muestra la ubicación y los nombres de cada tipo de frontera, para la placa espaciadora y para el tubo central, así como en la tabla 13 se describe más a detalle su función de cada una.

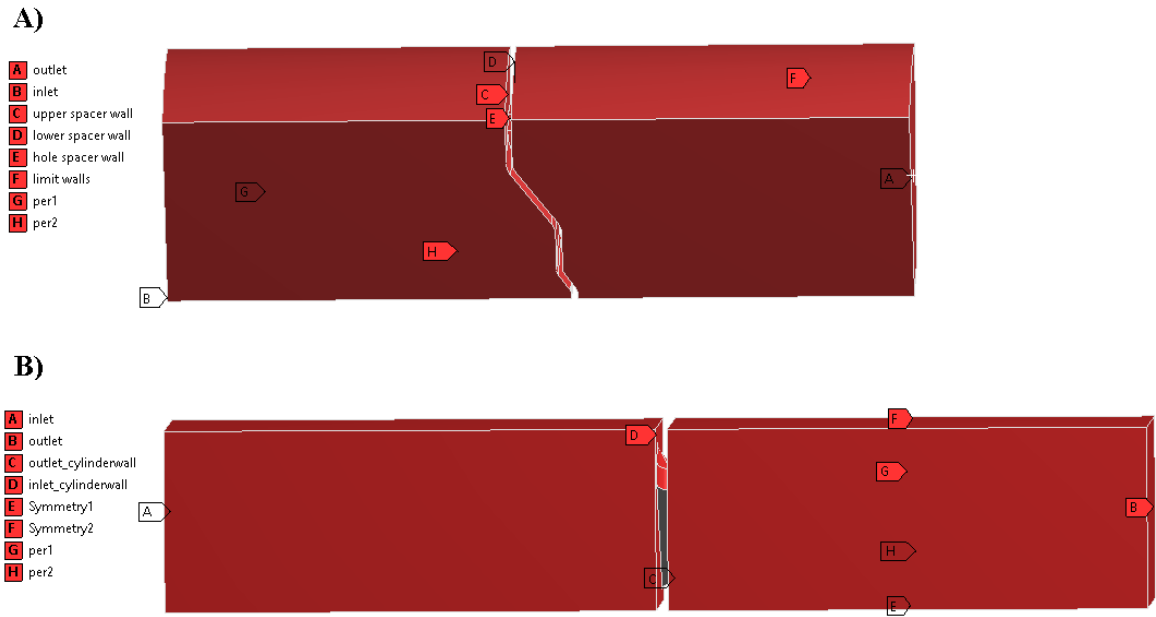


Figura 44. Ubicación y nombre de cada superficie para su posterior análisis en fluent (marcadores rellenos indican superficies visibles y marcadores vacíos indican superficies ocultas por el sentido de visualización), A) para placa espaciadora y B) para tubo central.

Tabla 13. Nombre de superficies frontera para análisis CFD.

Nombre	Descripción
inlet, outlet.	Definen la entrada y salida del flujo.
upper spacer wall, inlet_cylinderwall.	Definen la pared del tubo o placa, que da hacia la entrada.
lower spacer wall, outlet_cylinderwall.	Definen la pared del tubo o placa, que da hacia la salida.
limit walls.	Representan paredes metálicas de la tubería que se simula en conjunto con la placa espaciadora.
per1, per2.	Definen las fronteras periódicas que representan adyacencia de otra porción similar de flujo y elemento restrictivo.
Symmetry1, Symmetry2.	Definen fronteras también de adyacencia para otra porción similar de flujo, esto en el caso del tubo central, cuando no permite colocar fronteras periódicas por limitantes en el mallado.
hole spacer Wall.	Define la pared del orificio en el caso de placa espaciadora.

5.5.3 Propiedades del fluido.

El lubricante usado para el motor Cummins ISX de acuerdo con el fabricante y para la mayoría de los motores para equipo pesado, es el aceite multigrado 15W-40 para motor diesel, este tipo de aceite cuenta con propiedades combinadas para desempeñarse eficientemente en condiciones de invierno (arranque en frío) y de altas temperaturas. En la figura 45 se ilustra las propiedades combinadas al usar aceites multigrado y en la tabla 14 se muestran las propiedades técnicas del aceite, obtenidas de diversas fuentes, las cuales son solicitadas al crear el material en el software CFD.

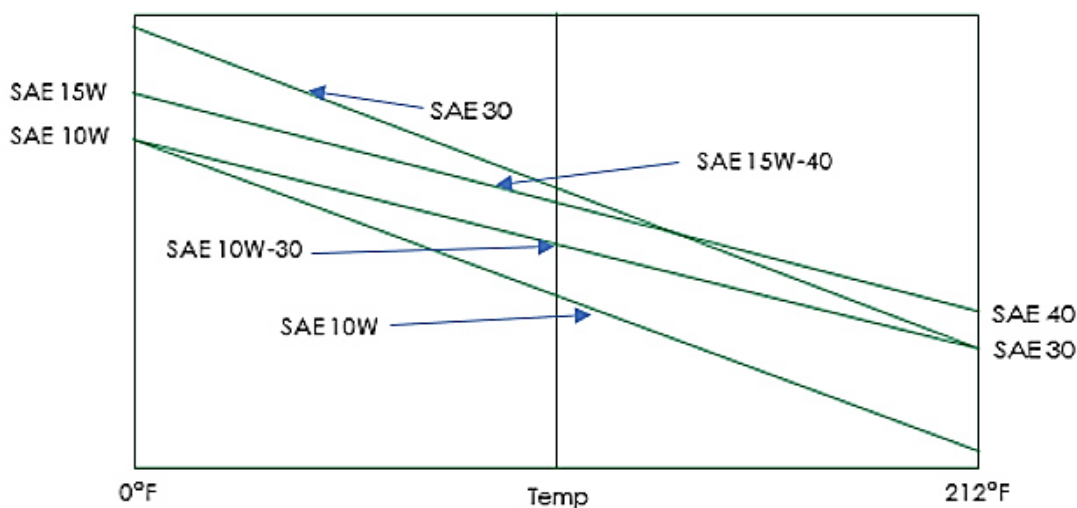


Figura 45. Gráfica que ilustra las propiedades combinadas de los aceites 15w-40 y 10w-30, entre 0° y 212° F (modificada) [58].

Tabla 14. Propiedades físicas y térmicas del aceite 15w40 [59, 60, 61].

Propiedades del fluido	Valor
Densidad (kg/m ³) a 15°C	880
Densidad (kg/m ³) a 40°C	868.4
Calor específico (j/kg-K) a -15°C	1750
Conductividad térmica (W/m-K) a -15°C	0.1275
Viscosidad dinámica (cP) a -20°C	7000
Viscosidad cinemática(cSt) a 40°C	115
Viscosidad cinemática (cSt) a 100°C	15.2

Se determinó analizar el flujo y la caída de presión a -15 grados ya que la temperatura mínima de arranque en frío, de acuerdo con la tabla del estándar SAE J300, es de -20°C y también porque en varias fuentes técnicas la temperatura mínima recomendable es de -15°C, por lo cual permite simular el comportamiento de la presión a una temperatura crítica que, de acuerdo a lo presentado en la teoría de filtros, genera altos diferenciales de presión para su posterior inclusión en el análisis estructural.

Tras el estudio de las ecuaciones 2.11 y 2.12 se sabe que la densidad varía en forma lineal con el cambio de temperatura y que la viscosidad lo hace en forma logarítmica también con respecto al cambio de la temperatura. Por lo tanto, con ese entendido y sustituyendo los respectivos valores se extrapola en la ecuación 2.12 para obtener el valor de la densidad del aceite a -15°C y se encuentran los coeficientes A y B de la ecuación 2.11 para poder realizar la gráfica de la figura 46, de la cual se tomó el valor de la viscosidad a -15°C. En la tabla 15 se indican estos valores obtenidos, que fueron utilizados en el análisis CFD.

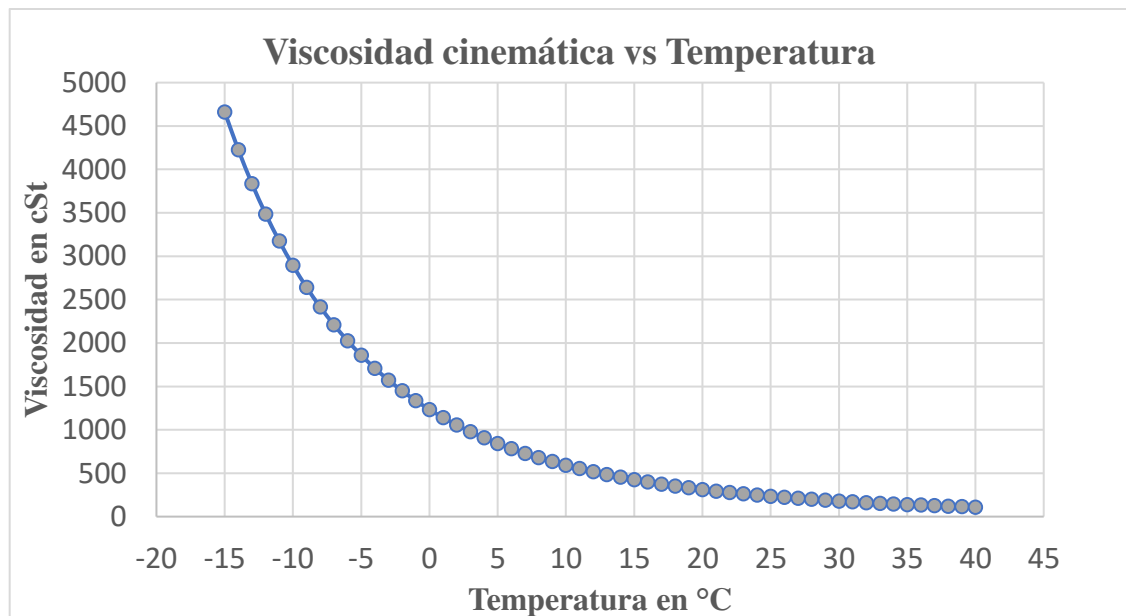


Figura 46. Gráfica de viscosidad cinemática contra temperatura de acuerdo con comportamiento logarítmico propuesto en el estándar ASTM D341-03.

Tabla 15. Propiedades del aceite 15w-40 a -15°C (calculados).

Propiedades del fluido	Valor
Densidad (kg/m^3)	893.92
Viscosidad cinemática (cSt)	4662.94
Viscosidad dinámica (kg/m-s) [(Densidad*Viscosidad cinemática) / 10^6]	4.168295

5.5.4 Condiciones de frontera y modelo CFD.

Después de haber definido las propiedades del fluido se prosigue a configurar el modelo viscoso con el cual se evaluará la caída de presión debido al flujo de aceite por el respectivo orificio representativo de los elementos estructurales ya definidos anteriormente. La configuración consiste en definir desde el tipo de ecuaciones para el modelo, ya que se sabe que hay ecuaciones para flujo compresible o incompresible, hasta las condiciones frontera para delimitar el modelo en la inicialización y durante los cálculos. En la tabla 16 se muestra la configuración del modelo.

Tabla 16. Parámetros y condiciones del modelo CFD.

Parámetro	Condición	Descripción o valor
Solver		
Type Velocity Formulation Time	Pressure-Based Absolute Transient	Ecuaciones para flujo incompresible. Para flujos no rotativos, en su mayoría. Comportamiento en estado transitorio (dependiente del tiempo).
Gravity	N/A	Debido a que es un flujo confinado y también debido a que sólo interesa el efecto de cada propuesta en la presión.
Modelo viscoso		
Energy	On	Incluye la conservación de energía en el comportamiento.
Viscous	Standard (Constantes por defecto) Standard Wall Fn	Modelo viscoso del tipo k-epsilon para detectar flujo turbulento con ecuaciones estándar, con funciones estándar de pared.
Materiales		
Fluid	Aceite 15w-40	Aceite multigrado con las propiedades antes definidas a -15°C
Solid	Default (Aluminum)	No importa en ese tipo de análisis
Condiciones de frontera		
inlet	Mass Flow type	Flujo de entrada de 1.534045968 kg/s (28gpm que es el flujo estándar de análisis), dividido entre el número de orificios, para obtener la porción de flujo correspondiente a cada modelo, todos a una temperatura de 258.15°K (-15°C).
outlet	Pressure type	Presión de salida de 0 Pa, debido a que sólo interesa el diferencial de presión generado por el elemento estructural.
Solid walls	Stationary, No slip, Standard roughness.	Aquí se indica la configuración de todas las paredes sólidas, ya sean del elemento estructural o de la tubería
perl	Periodic type	Traslacional (para tubo central)
symmetry1,2	Symmetry type	Rotacional (para placa espaciadora) Sólo aplica en algunos casos de tubo central, pero ayuda a indicar que existe una porción similar adyacente.
Valores de referencia		
Compute from	Inlet	Toma como referencia los valores indicados en la condición frontera de entrada (en este caso), para la inicialización.

Al terminar de definir la configuración y parámetros del modelo CFD, se procedió a indicar las condiciones en que se resolvió la simulación, que constan desde indicar el algoritmo de cálculo hasta la cantidad de iteraciones y el tamaño de los incrementos de tiempo dt para lograr un valor de convergencia en los residuales. En la tabla 17 se indica en qué condiciones se realizaron los cálculos.

Tabla 17. Configuración del método y condiciones de solución.

Parámetro	Condición	Descripción o valor
Métodos de solución		
<i>Pressure-Velocity Coupling</i>	<i>Coupled</i>	<i>Coupled</i> se recomienda para flujo incompresible, ya que activa completamente el acoplamiento entre velocidad y presión. También permite el uso de <i>time step</i> y tamaño de elemento, relativamente grandes.
<i>Spatial Discretization</i>	Condición por defecto	No hay interés en aumentar la resolución en las zonas de difusión.
<i>Transient Formulation</i>	<i>Second Order Implicit</i>	Se recomienda para mejorar la precisión en los resultados.
Controles		
<i>Under-Relaxation Factors</i>	Todas las variables se dejan en su valor por defecto	Se recomienda cambiar sólo si los residuales no tienden a disminuir después de 5 iteraciones (divergencia), también para algunos flujos altamente turbulentos o flujos convectivos.
Monitor de residuales		
<i>Convergence criteria</i>	<i>Absolute</i>	Permite al usuario definir el valor de convergencia para los residuales de cada variable. Se dejan los valores por defecto, 1e-06 para la energía y 1e-03 para todas las demás variables.
Inicialización de la solución		
<i>Initialization methods</i>	<i>Hybrid Initialization</i>	Resuelve los valores de presión y velocidad mediante la ecuación de Laplace. Método más rápido
Condiciones a las que corren los cálculos		
<i>Time Stepping Method</i>	<i>Fixed</i>	Incremento de tiempo como valor fijo, durante toda la simulación. El dt y Cantidad de <i>time step</i> , se definen tras la validación de modelo viscoso. Se usa el valor recomendado de incrementos por $time\ step=10$.

5.5.5 Tamaño de malla óptimo cerca de la pared

Antes de realizar un estudio de sensibilidad, fue necesario simular todos los casos mediante un modelo poco demandante en cuanto a requisitos computacionales, con tamaño de elemento relativamente grande a todos los antes realizados, y el modelo viscoso más robusto. Esto para determinar cuál es el modelo que presenta mayor valor de velocidad en el área de obstrucción, siendo el modelo más crítico con mayores gradientes en la zona cercana a la pared. Ya que en esta zona es donde se varía principalmente el tamaño de malla. El experimento se realizó en el caso de placa espaciadora P2 definido como el caso más crítico. Las condiciones del experimento se muestran en la tabla 18.

Tabla 18. Condiciones de experimentación, para analizar el efecto del tamaño de elementos cerca de la pared en el valor de la velocidad máxima en modelo de placa espaciadora P2.

No. de Elementos	Tamaño max. de elemento	Tamaño de elemento cerca de la pared	Calidad de ortogonalidad (promedio)	<i>Skewness</i> (promedio)
70860	0.002	0.002	0.7645	0.23409
306840	0.001	0.001	0.77928	0.21937
506855	0.001	0.0005	0.77484	0.22381
2188335	0.001	0.0002	0.77117	0.22748
8364518	0.001	0.0001	0.77136	0.22731

Se observa en la tabla anterior que también se evaluó que la calidad de la malla cumpla con las recomendaciones en cuanto al valor de ortogonalidad promedio mucho mayor a 0.1 y el valor de *skewness* promedio significativamente menor a 0.95 sin que el valor crítico de ambos en la malla sobrepase su respectivo límite [62], así como también se analizó la condición con un tamaño máximo de elemento de 0.002, que afecta el número de Courant antes definido en la ecuación 4.32.

5.5.6 Validación de modelo viscoso.

Debido a que los modelos de análisis se basan en los experimentos mencionados anteriormente sobre caída de presión debido a placas barrenadas, se optó por realizar dos modelos donde se simula el paso de un fluido por una tubería circular a través de una placa barrenada con forma estándar, que para cada modelo presenta diámetro distinto. Estos fueron validados tras la comparación con los resultados de caída de presión, calculados mediante la ecuación 2.13, usando los valores experimentales de C_d obtenidos de la figura 17, que a su vez son definidos por el número de Reynolds calculado por la ecuación 2.10 y el valor de la relación de diámetros orificio-tubería. Las condiciones y el valor aproximado de C_d de cada caso se muestran en la tabla 19, mientras que en la tabla 20 se muestran las condiciones y el respectivo resultado de incremento de presión de cada caso.

Tabla 19. Condiciones de cálculo para seleccionar el valor respectivo de C_d de las curvas experimentales de la figura 17 [59].

Caso	Diámetro tubería (m)	Diámetro orificio (m)	Área del orificio $A_o(m^2)$	Viscosidad cinemática ($*10^{-5} m^2/s$)	Velocidad en orificio (m/s)	Reynolds en orificio	C_d tabla (aprox.)
1	0.02	0.008	5.03E-05	11.5	1.7904	124.5	0.68
2	0.02	0.013	0.000133	11.5	0.6780	76.6	0.715

Tabla 20. Condiciones de cálculo para definir el respectivo valor de caída de presión [60].

Caso	Flujo ($*10^{-5} m^3/s$)	Área de entrada A_1 ($*10^{-9} m^2$)	densidad (kg/m^3)	A_1^2/A_o^2-1	C_d tabla (aprox.)	ΔP calculada
1	9	6.36	868.4	-1	0.68	2933.28
2	9	6.36	868.4	-1	0.715	320.78

Tras haber definido el valor esperado de caída de presión, se realizó y simuló el modelo CFD para ambos casos, los cuales se configuraron de acuerdo con los valores de las tablas 16 y 17, con tamaño máximo de elemento de 0.001 ya que es el valor arbitrario considerado en el análisis de sensibilidad de malla y con tamaño de elemento de 0.0002 en las paredes, para no elevar tanto la cantidad de elementos y los tiempos de cálculo. Los

modelos de validación tienen las siguientes diferencias respecto a los modelos de placa espaciadora y tubo central:

1. El modelo representativo es del flujo completo en la tubería y no una porción, esto debido a su geometría simple, con una placa barrenada con un orificio de 13mm y 8mm para cada modelo.
2. No presenta fronteras simétricas ni periódicas por lo indicado en el punto anterior.
3. Velocidad de flujo de 0.078156 kg/s.
4. Propiedades del fluido a 40°C.

La obtención del diferencial de presión resultante se logró tomando los valores de presión en la pared de la tubería, de acuerdo a la localización de las tomas de presión del tipo coples en esquinas, el punto de medición está lo más cerca de las paredes de la placa barrenada (pared de entrada y pared de salida). El diferencial de presión resulta de restar la presión cerca de la pared de salida a la presión cerca de la pared de entrada. La ubicación de estos puntos de medición se muestra en la figura siguiente:

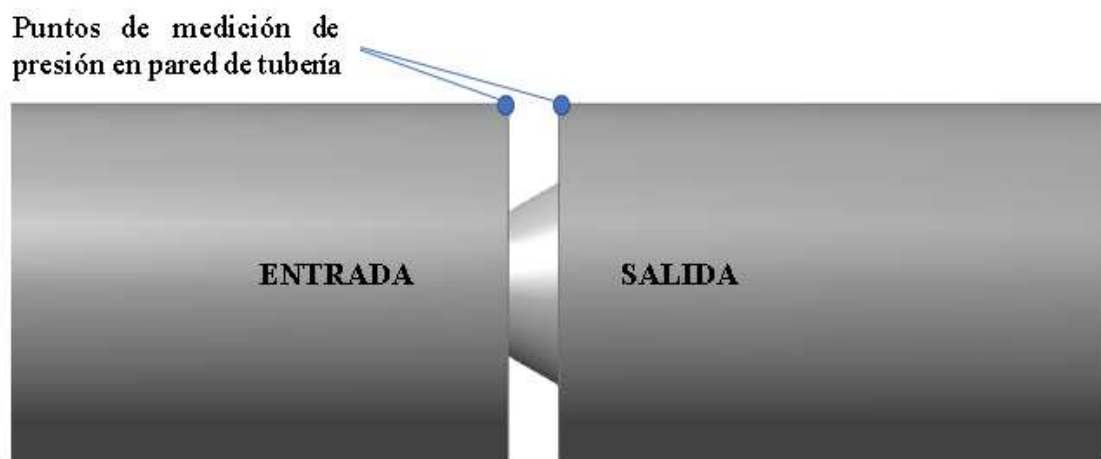


Figura 47. Esquema donde se ejemplifican los puntos donde se toma la medición.

La comparación entre diferencial de presión calculado mediante la teoría y el valor obtenido en las simulaciones fue visualizado mediante el porcentaje de error ($\%error$) entre éstos, la validación se tomó como satisfactoria en el caso en que ambos porcentajes de error obtenidos, con el modelo de orificio de 8mm y el modelo de 13mm respectivamente, sean los más cercanos, tal y como se indica en la expresión siguiente:

$$\%error_{8mm} \cong \%error_{13mm} \quad (5.3)$$

5.5.7 Estimación de incrementos de tiempo mediante la condición de CFL.

Es necesario tener un valor de partida para el incremento de tiempo, y un método de validación para saber si éste es el correcto, para definir el valor base del incremento de tiempo se usa la ecuación 4.32 de la sección 4.3.6, de acuerdo con la recomendación de usar el mayor valor de velocidad para el cálculo de CFL. Se calculó la velocidad en el orificio, que es la mayor, y se usó el tamaño del elemento en esta zona. Con estas consideraciones se realizó la tabla siguiente:

Tabla 21. Cálculo de incremento de tiempo, de acuerdo con condición CFL, se define un incremento que cumpla en ambas condiciones.

Velocidad del orificio (v)	Tamaño de elemento en zona de velocidad máxima (dx)	Courant (CFL)	Producto (CFL*dx/v) (*10⁻⁴)	dt (seg.)
1.79	0.001	1	5.585	0.0005
0.68	0.001	1	14.748	0.0005

Tras haber realizado la simulación con este número de time step para el caso más crítico de velocidad, se procedió a visualizar el número de Courant por celda para verificar que esté dentro del rango recomendado en la sección 4.3.6, y su resultado en presión se comparó contra el valor obtenido en la tabla 21, debido a que el método de acoplamiento presión-velocidad es un método que permite usar incrementos de tiempo elevados, se realizaron otras simulaciones cambiando el número de *time step*, el tipo modelo *k-ε* y el método de discretización cerca de la pared, para ver su efecto en la aproximación con el

valor teórico de presión de la tabla 20, con la finalidad de obtener un modelo comparativo óptimo con buena precisión en cuanto a resultados y bajo costo computacional. Los diferentes casos del modelo CFD se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 22. Condiciones de experimentación para modelo de validación con orificio de 8mm.

Caso	Tamaño de dt	No. de dt	modelo $k-\epsilon$	Tamaño de malla en pared	Método de discretización cerca de pared.	Cantidad de elementos
1	0.0005	50	Standard	0.0002	N/A	4446988
2	0.005	30	Standard	0.0005	N/A	680390
3	0.05	30	Standard	0.0005	N/A	680390
4	0.05	30	Realizable	0.0005	N/A	680390
5	0.05	30	Realizable	0.0005	<i>Inflation</i>	1656459

5.5.8 Post-procesamiento de las simulaciones CFD.

Tras la finalización de la simulación se procede al post-procesamiento, se crea un plano z-y que pase por el eje central de la tubería con las coordenadas (0,0,-1;0,0,0;0,1,0), para visualizar el gráfico de contornos de velocidad, así como también una línea en el eje central, con las coordenadas (0,0,-1;0,0,1), para obtener los valores de presión estática a través del eje longitudinal de los modelos que pase por el centro de los orificios.

5.6 Análisis estructural por FEM

5.6.1 Preparación del modelo 3D para análisis.

El análisis estático fue realizado en Abaqus/CAE, que es una herramienta para análisis por elemento finito con un ambiente interactivo y visual amigable, para la realización de modelos estáticos y dinámicos, someterlos a análisis, monitorear, diagnosticar el trabajo de análisis y evaluar los resultados. El modelo de análisis consistió en el ensamble de los componentes estructurales del filtro, para posteriormente ser sometidos a una precarga estática debida a uno de sus componentes (resorte) y por último se aplicó la presión

dinámica del fluido (obtenida en el análisis CFD) en los elementos de interés (propuestas de placa espaciadora y tubo central).

Para la preparación del ensamble de los elementos para el posterior análisis estático fue necesario importar los modelos 3D antes realizados y guardados en formato STEP, al entorno de Abaqus, para posteriormente ser convertidos en modelos tipo *Shell* o cáscara, para reducir el número de elementos después de la discretización y también debido a que son piezas a base de placas metálicas muy delgadas, la calidad de los elementos 3D sobre todo en *aspect ratio* puede ser deficiente. También debido a que, como en el análisis CFD, se busca un modelo funcional con bajos requerimientos computacionales.

Además de los elementos de interés, fue necesario modelar los demás elementos que interactúan para lograr el estado de precarga, estos elementos son la tapa roscada, las tapas superior e inferior del tubo central, el bote y el resorte, mostrados en la figura 48, ya que se necesitó de un elemento que realice el desplazamiento para la precarga y otro que limite al resorte en el otro extremo. En el análisis de la placa espaciadora, se incluyeron todos los elementos ya que el elemento limitante es la tapa roscada y el elemento a desplazar es el bote, para el análisis del tubo central el elemento limitante pasó a ser la tapa superior, para reducir el número de interacciones y piezas en el análisis, y el elemento a desplazar siguió siendo el bote, la selección de esta configuración fue debido a la necesidad de eliminar la visualización de deformaciones ajenas al efecto de las cargas en el elemento de interés de cada análisis. En la tabla 23 se muestran las condiciones de cada uno de los elementos modelados e importados.

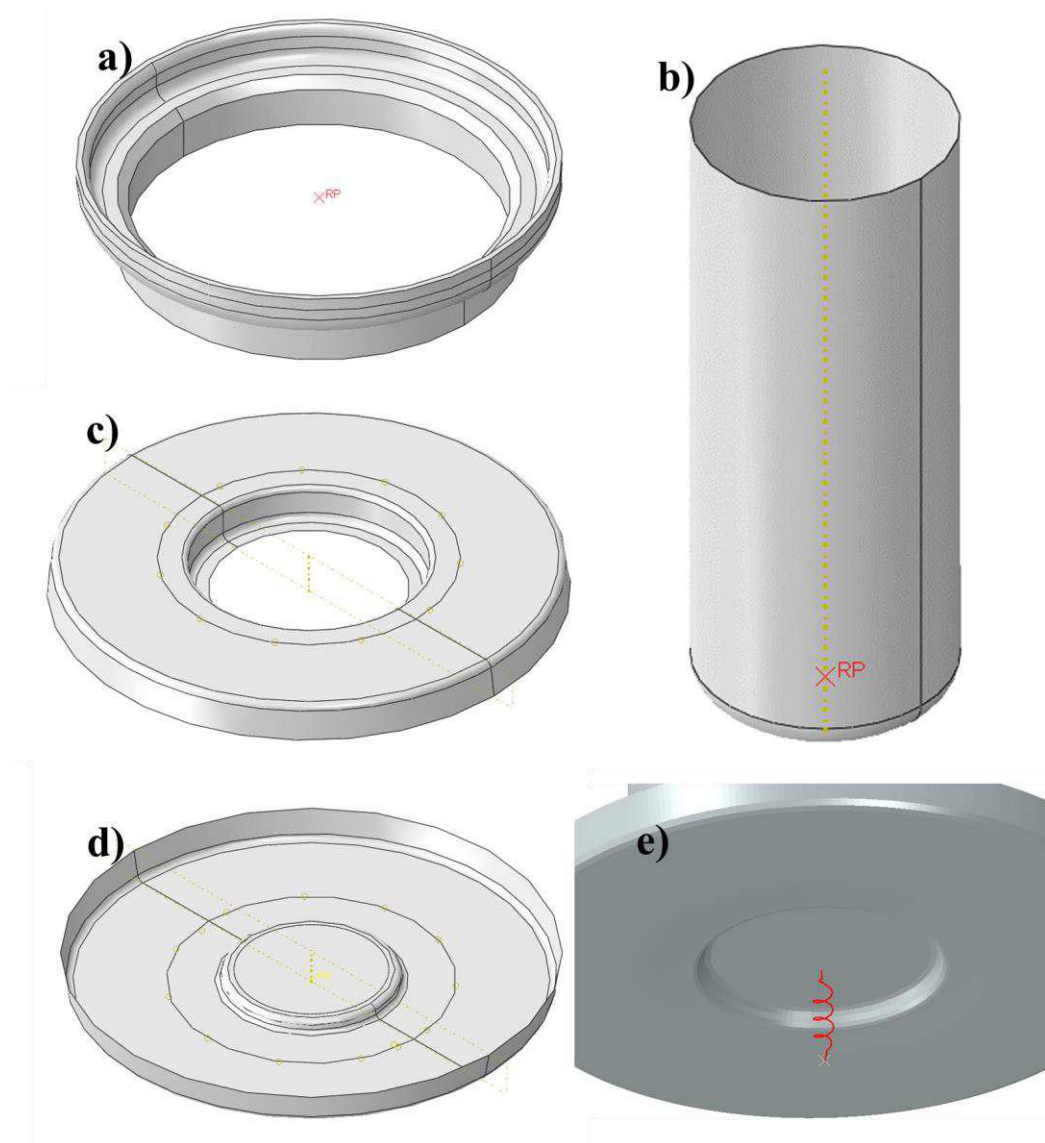


Figura 48. Elementos adicionales para el análisis estático: a) tapa roscada, b) bote, c) tapa superior, d) tapa inferior y e) elemento tipo resorte.

Tabla 23. Condiciones de modelado y condiciones de las partes 3D en el análisis estático.

Pieza	Condiciones y descripción.
Tapa roscada	Parte importada, convertida a geometría <i>shell</i> y con propiedades de cuerpo rígido discreto, para facilitar la interacción con la placa espaciadora. Esta parte sólo se incluye en el modelo de análisis de placa espaciadora.
Placa espaciadora	Parte importada, convertida a geometría <i>shell</i> con propiedades de cuerpo deformable. Esta parte sólo se incluye en el modelo de análisis de placa espaciadora.
Tapas superior e inferior de tubo central	Partes de geometría <i>shell</i> realizadas en entorno Abaqus, modelados en la misma parte del tubo central para el modelo de análisis de placa espaciadora. Para el análisis de tubo central pasan a ser partes independientes que interactúan con el tubo central. En ambos modelos tienen propiedades de cuerpo rígido discreto.
Tubo central	Parte importada, convertida a geometría <i>shell</i> con propiedades de cuerpo deformable para el modelo de análisis de tubo central y propiedades de cuerpo rígido discreto para el modelo de análisis de placa espaciadora.
Resorte	Elemento de ensamble entre dos puntos, rasgo de ingeniería tipo resorte con constante de rigidez, para reducir costo computacional al no agregar otra pieza 3D deformable.
Bote	Modelo de geometría <i>shell</i> con propiedades de cuerpo rígido discreto.

5.6.2 Propiedades del material

Otra de las consideraciones antes de realizar el modelo estático fue definir las propiedades del material, debido a que éste es un análisis comparativo no se entró a detalle en la caracterización del material, ya que sólo interesa la respuesta a estados de carga en esfuerzo y deformación. Ya que la respuesta en esfuerzos fue la usada para el análisis comparativo, del material usado sólo se configuraron sus propiedades elásticas, así como su densidad. En la tabla 24 se muestra el acero del cual se fabrican las piezas normalmente y sus propiedades usadas para el análisis estático.

Tabla 24. Propiedades elásticas y densidad del acero 1008. [63, 64, 65]

Propiedad del material	Valor
Módulo de Young	200 GPa
Razón de Poisson	0.29
Densidad	7.872 g/cm ³

Al asignar los materiales a cada pieza deformable, se tomó la consideración de que son piezas del tipo *shell*, por lo cual, se creó una sección con el espesor de pared correspondiente y el material. Debido a que cada elemento es fabricado de una placa de calibre distinto, se tienen 2 secciones diferentes que son mostradas en la tabla 25, la sección de calibre 22 pertenece a la placa espaciadora y la sección de calibre 24 al tubo central.

Tabla 25. Secciones con los espesores de las piezas a analizar.

Sección	Espesor de pared (mm)	Material
Sección Shell cal-22	0.762	Acero 1008
Sección Shell cal-24	0.60706	

5.6.3 Ensamble de elementos

Los elementos fueron ensamblados para garantizar la interacción entre cada pieza. Todos están restringidos respecto a un elemento base en cuanto a concentricidad, para garantizar que todos se encuentren sobre el mismo eje de acción, se tiene una restricción de cara a cara para los pares de ensamble que cuentan con caras planas (placa espaciadora con tapa superior de tubo central), para colocar la tapa roscada se usó la herramienta *Translate to* que pone en contacto al vértice del bisel inferior de la tapa con la cara plana superior de la placa espaciadora, por último se usó la misma herramienta para definir la distancia inicial (valor de la longitud del resorte) entre la cara plana del bote y la cara plana de la cavidad para el resorte en la tapa inferior, ya que esto permite que, tras el desplazamiento, la distancia entre éstos pueda variar. En la figura 49 se muestra el ensamble final de todos los elementos.

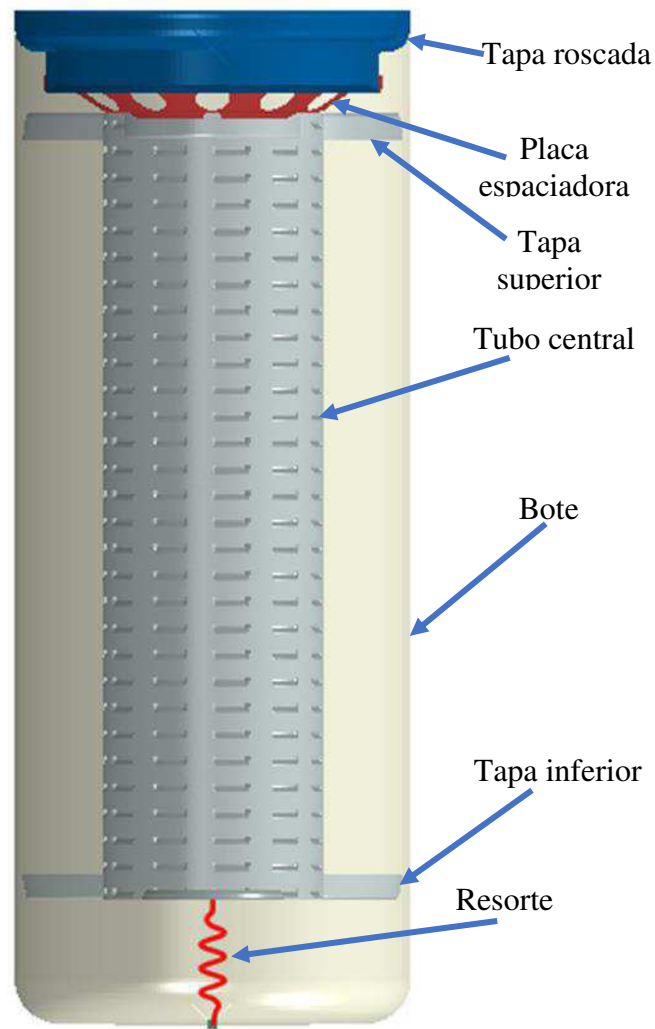


Figura 49. Esquema de partes ensambladas para análisis estático.

Otro de los elementos que entra en el ensamble es la unión punto a punto mediante un rasgo de ingeniería denominado *Springs/Dashpots* (elemento tipo resorte), que consta primero de definición de los puntos de referencia (RP1 y RP2), cada uno pertenece a una parte rígida discreta (Bote y tapa inferior) colocados en la línea de acción del eje central y cerca de las superficies donde hace contacto el resorte real, tal y como se muestra en la figura 50. Ya definidos los puntos a unir, se indicó que la deformación de éste siguiera la línea de acción para no restringirle grados de libertad y por último se definió la propiedad de rigidez de resorte con un valor de constante de rigidez igual a 18.066 KN/m, que es la del resorte del modelo base.

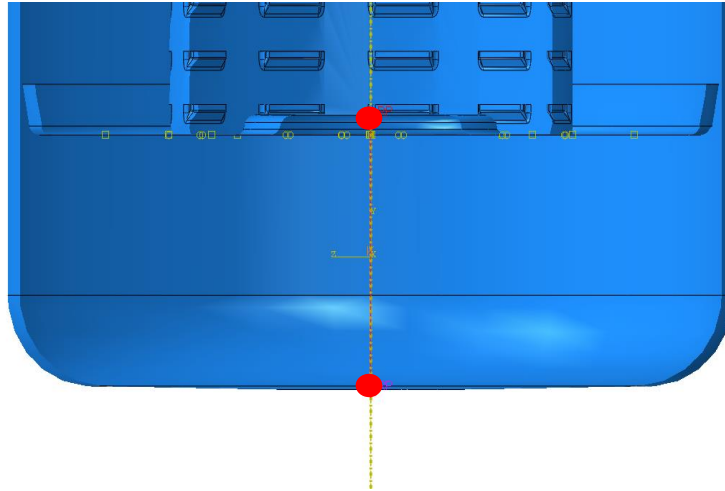


Figura 50. Ejemplo de ubicación de RP1 y RP2 (puntos resaltados en rojo) para el elemento tipo resorte.

5.6.4 Definición de *Step*.

Debido a que se tienen dos estados de carga, se defieron dos *steps* diferentes uno para el desplazamiento que genera la precarga y otro para la aplicación de la presión hidrodinámica obtenida en el análisis CFD. En ambos estados de carga se buscó un análisis estático, por lo cual, para ambos el tipo de procedimiento fue *Static, General* y en la tabla 26 se muestran los demás parámetros de la definición de los *steps* existentes.

Tabla 26. Configuración de los *step* en que se divide la simulación.

<i>Step</i>	Tiempo (seg.)	No linealidades geom.	Tamaño inicial de incrementos	Estabilización automática
Desplazamiento	1	Encendido	0.02	No
Presión diferencial	1	Encendido	1	No

5.6.5 Interacciones.

El análisis de los elementos ensamblados depende muy especialmente de las interacciones entre éstos, en este modelo el tipo de interacciones son de contacto, para que fuera respetada y transmitida la carga debida a la presión ejercida por el resorte y ésta se mantuviese estable durante la aplicación de la presión del fluido en los elementos de

interés, la configuración de toda esta fase, así como las interacciones existentes en ambos modelos, se muestra en la tabla 27.

Tabla 27. Configuración de modelo para análisis estructural.

Parámetro	Condición	Valor o descripción
Propiedades de interacción		
Tipo	<i>Contact</i>	Necesario para el contacto entre 2 superficies, o contacto propio.
Propiedades mecánicas		
Comportamiento normal	<i>“Hard” Contact, Augmented Lagrange (Standard)</i>	Para reducir la penetración de la superficie esclava sobre la superficie maestra. y mejorar la exactitud en las aproximaciones, respectivamente.
Comportamiento tangencial	<i>Penalty</i>	Permite definir un coeficiente de fricción fijo con deslizamientos permisibles. Para el contacto acero-acero el coeficiente es de 0.15.
Controles de contacto		
Estabilización	<i>Automatic stabilization</i>	Permite agregar parámetros de amortiguamiento, los cuales reducen la aparición esfuerzos al estabilizar el movimiento del cuerpo rígido.
Lagrange Aumentado	<i>Penetration tolerance Relative</i>	Permite indicar tolerancia de penetración relativa de 0.5, debido a contactos tipo nodo-superficie.
Inicializaciones del contacto		
Sobreajuste inicial	<i>Treat as interference fits</i> activado.	Permite reducir esfuerzos por interferencias entre las superficies. Permisible una distancia de 2 mm.
Estabilización del contacto		
Define nuevo comportamiento de estabilización.	<i>Analysis default</i>	Ayuda a aumentar la estabilidad del movimiento del cuerpo rígido antes del contacto.
Interacciones (superficie maestra-superficie esclava)		
Tapa inferior-Tubo	<i>Node to surface</i>	Permite contacto entre superficies no planas, además de permitir penetración de la superficie esclava sobre la maestra (por lo tanto, la superficie maestra debe ser menos fina relativamente)
Tapa superior-Tubo	<i>Node to surface</i>	
Tapa roscada-Placa espaciadora	<i>Node to surface</i>	
Placa espaciadora-Tapa superior	<i>Surfaace to surface</i>	Presenta mejores resultados en exactitud en esfuerzos y presión, pero es más sensible a la forma de las superficies. Puedes incluir o no el espesor de pared de los elementos, para mejorar el acercamiento con la realidad.

5.6.6 Estados de carga.

El análisis estático de este trabajo consistió en someter a los elementos de interés a un estado de carga en condiciones similares a las de operación. En el ensamble del filtro el resorte genera la presión necesaria para garantizar el contacto, sellado y posición entre elementos. Tras la revisión de los planos del filtro base, se sabe que en el grapado del bote con la tapa roscada el resorte se comprime de una longitud total de 1.6 pulgadas (40.64 mm) a 0.787 pulgadas (19.9898 mm), por lo tanto, sufre una deformación de 0.813 pulgadas (20.6502 mm). Este desplazamiento pasó a ser una de las condiciones del modelo generando la condición de precarga a la que se someten los elementos. En la figura 51 se muestra un ejemplo del ensamble de los elementos antes y después de la condición de precarga.

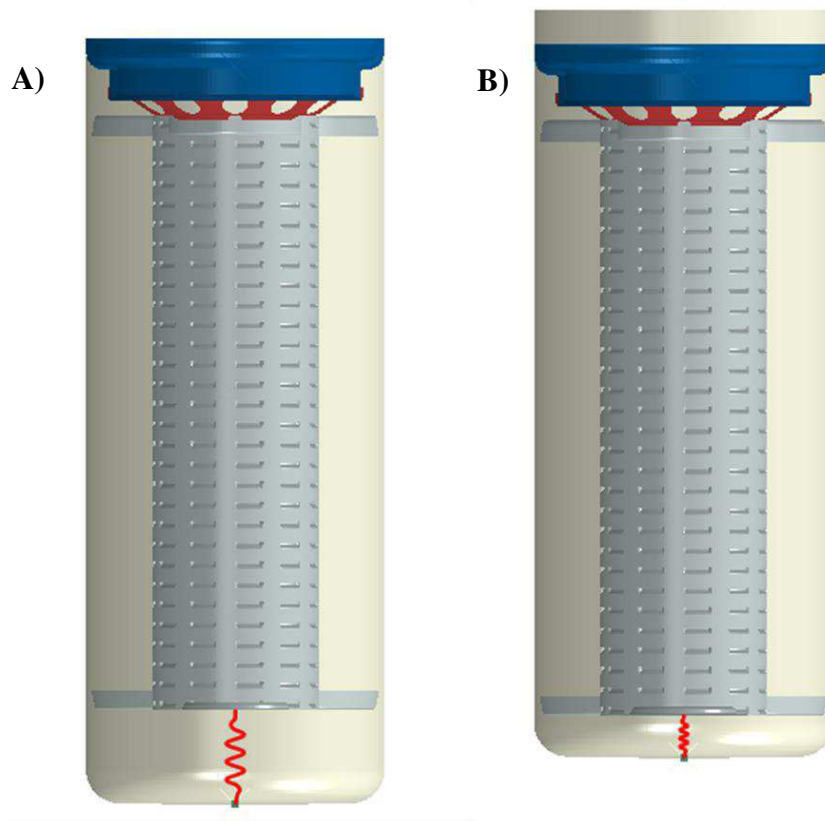


Figura 51. Ejemplo de ensamble de elementos para análisis estático. A) condiciones previas al desplazamiento del bote y B) bote desplazado generando la condición de precarga con el resorte comprimido.

La segunda condición de carga se logró tras la adición de los valores de presión en las paredes de los elementos de interés, obtenidos del análisis CFD. De dichos valores se obtuvo el promedio, que fue aplicado como presión estática general en las superficies correspondientes a la entrada de flujo, tal y como se indica en el ejemplo en la figura 52.

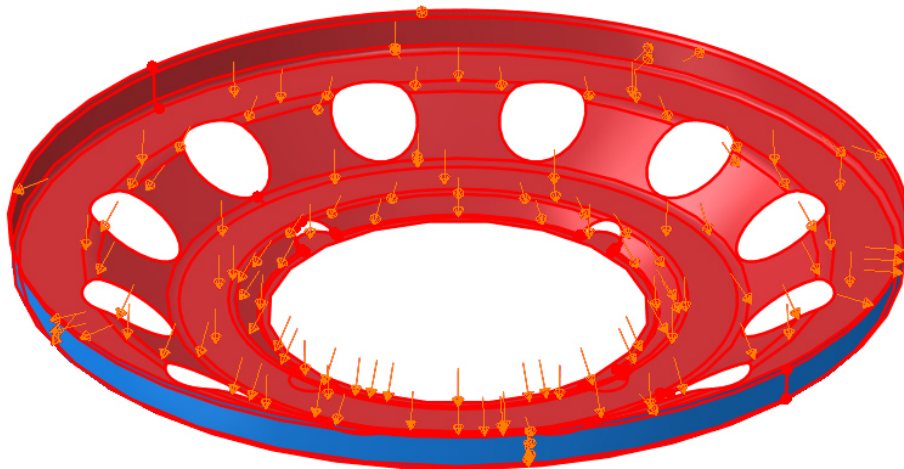


Figura 52. Ejemplo de aplicación de carga estática uniforme en cara que corresponde a la entrada de flujo.

5.6.7 Discretización.

Las partes que intervienen en el modelo estático son todas geometrías *shell* discretizadas, ya sea rígidas o deformables. Esto y la importancia de una malla uniforme para las partes deformables creó la necesidad de evaluar la calidad de los elementos discretos tanto en razón de aspecto, como en ángulos internos de esquina para elementos triangulares y cuadriláteros (θ_T y θ_C respectivamente), y en factor de forma, las especificaciones de calidad de malla usadas para las piezas de placa espaciadora y tubo central se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 28. Condiciones de análisis de calidad de la malla.

Pieza	Tipo de elementos de malla	Tamaño global de elementos (aprox.)	θ_T	θ_C	Factor de forma tri.	Razón de aspecto	% de elem. en riesgo (peor caso)
Placa esp.	Triangular	0.5	$70^\circ \pm 50^\circ$	-	0.01	5	12.5268
Tubo central	Cuad. dominante	1	$70^\circ \pm 50^\circ$	$90^\circ \pm 52.5^\circ$	0.01	5	3.76456

En la interfaz visual después de definir las condiciones de verificación de malla, los elementos que presentan riesgo son resaltados en amarillo, son observados visualmente para definir si pueden o no ser altamente influyentes y se determina que presentan una forma aceptable de acuerdo con los ejemplos de elementos típicos mostrados en la figura 29 de la sección 4.2.3. En la figura 53 se muestra una pieza con el mallado final para el análisis.



Figura 53. Ejemplo de placa espaciadora mallada con elementos triangulares cuadráticos, con un total de 66180 elementos.

5.6.8 Condiciones de procesamiento y post-procesamiento.

Ya que el modelo quedó definido en todo lo necesario para el análisis estático, de acuerdo con las necesidades mencionadas al inicio, se procedió a configurar y definir el trabajo de análisis, que consistió en definir las condiciones de procesamiento y aprovechamiento de recursos computacionales, para realizar los cálculos. Para los cálculos del presente trabajo se modificó sólo la cantidad de procesadores en paralelo, incrementándolos a 8.

Durante el procesamiento se activó la visualización del Monitor, que permite ver el progreso en cada uno de los *steps*, así como el valor y cantidad de los incrementos de tiempo hasta lograr completar cada *step*. También es importante visualizar el monitor ya que, al existir un error, éste puede indicar los elementos en que se suscita y el tipo de inconsistencia o inestabilidad, y así poder corregirla o hacer cambios en el modelo.

Al terminar el proceso de cálculo, se procedió a visualizar sólo el elemento de interés en su estado deformado, se decidió visualizar ambos casos de carga para poder definir cuál es la mejor condición para la comparativa y también saber el efecto al agregar la presión diferencial promedio del fluido en el elemento sometido a la precarga del resorte.

Capítulo VI: Resultados y Discusión

6.1 Introducción

En este capítulo se muestran los resultados de ambos análisis computacionales, así como los resultados de las estimaciones para su mejor modelado, tales como el estudio de sensibilidad de la malla en CFD, la visualización del número de Courant, el análisis comparativo para la validación del modelo CFD, incluyendo los valores obtenidos en el post procesamiento de los análisis CFD posteriormente incluidos como valores de carga en el análisis estático. Por último, se incluye un análisis adicional con los resultados en presión comparados contra algunas variables geométricas para concluir su efecto en la caída de presión.

6.2 Resultados de estudios en los modelos CFD y sus validaciones.

En la figura 54 se muestra el resultado del análisis de sensibilidad de la malla para los modelos de placa espaciadora, como antes se menciona, se realiza en el caso P2 ya que es el modelo más crítico.

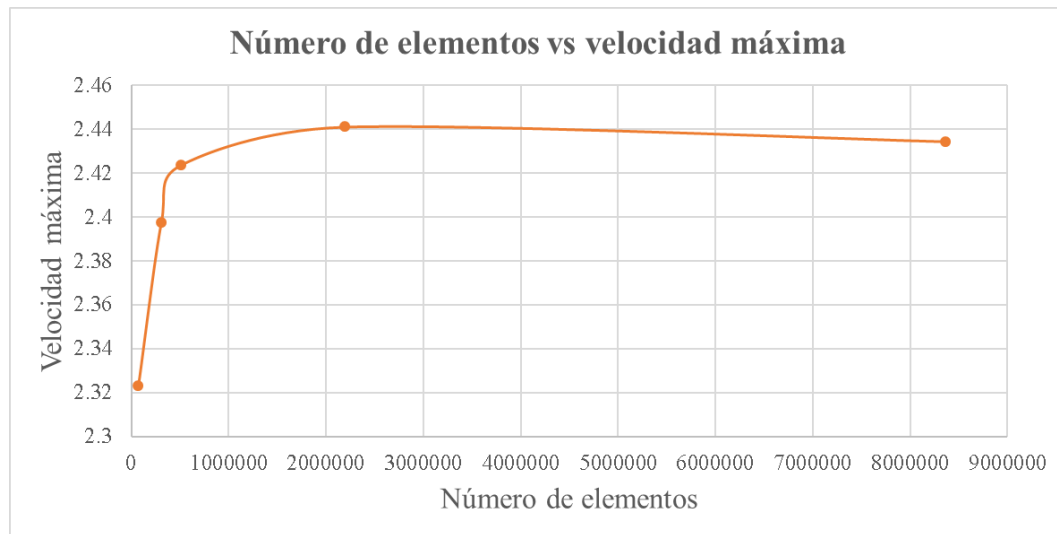


Figura 54. Número de elementos contra velocidad máxima.

De acuerdo con los resultados del análisis, el valor elegido para tamaño de elemento cerca de la pared es de 0.0002m, debido a que después de este valor inicia a estabilizarse el valor de la velocidad y que éste aún no presenta una demanda elevada de recursos computacionales a diferencia del tamaño de elemento de 0.0001 que eleva en mucho el tiempo de procesamiento.

En la figura 55 se muestra el perfil de número de Courant por celda, del modelo de validación para orificio de 8mm, utilizando el número de step definido por la condición CFL en forma global, para visualizar si cumple con la recomendación mencionada en la sección 4.2.

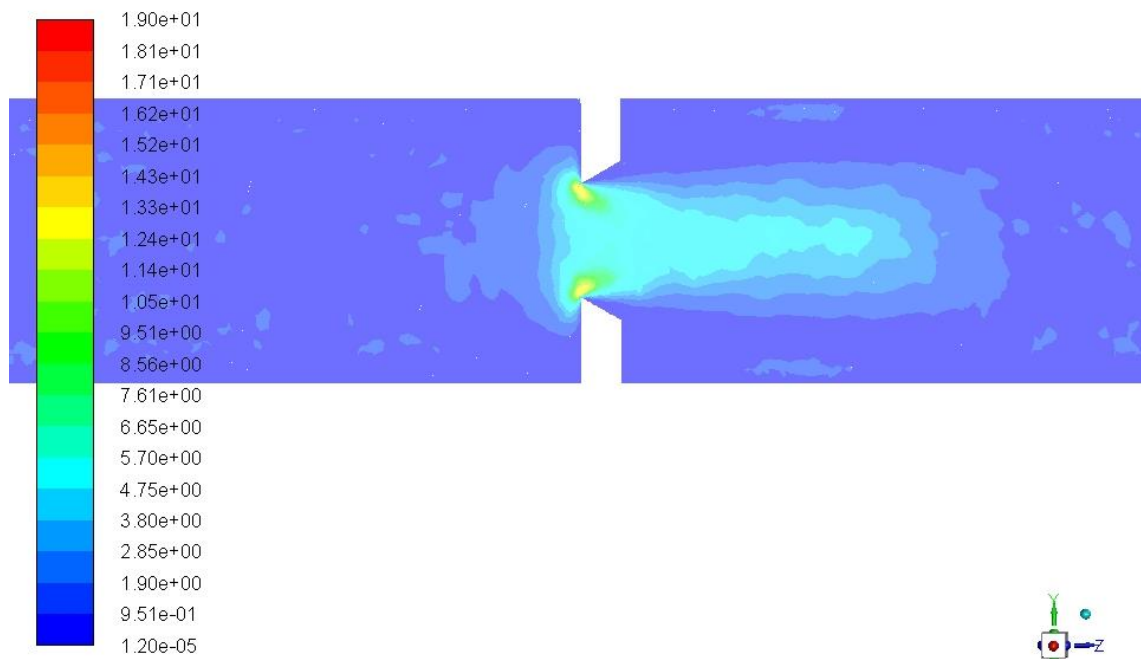


Figura 55. Visualización de valores del número de Courant por celda en modelo de validación con orificio de 8mm, usando método *Coupled*, $dt=0.0005$, 50 incrementos de tiempo, donde se confirma que el valor crítico de 19, estando dentro de los valores recomendados [57].

En las tablas 29 y 30 se muestra el resultado de diferencial de presión para las simulaciones realizadas del modelo de validación, donde se comparan contra el valor teórico calculado, para obtener un porcentaje de error que determine el caso con mayor aproximación, en el

modelo correspondiente, los dos casos planteados para el segundo modelo se basan en los dos mejores casos en precisión y bajo costo computacional del primer modelo.

Tabla 29. Resultados de los casos planteados para la validación del modelo viscoso, comparativa entre presiones simuladas contra la presión calculada para el modelo con orificio de 8mm.

Caso	Tamaño de dt	Cantidad de elementos	ΔP simulación	ΔP calculada	% error
1	0.0005	4446988	2475.89	2933.28	15.59%
2	0.005	680390	2415.68		17.64%
3	0.05	680390	2414.895		17.67%
4	0.05	680390	2446.57		16.59%
5	0.05	1656459	2901.65		1.07%

Se puede observar que los dos mejores casos son el Caso 1 y el 5, pero debido a que el Caso 1 es considerablemente demandante en recursos computacionales, es descartado y sustituido por el caso 4 que presenta el tercer mejor porcentaje de error y menor cantidad de elementos. También que al usar el método Coupled es posible usar incrementos de tiempo mucho mayores al definido por la condición CFL.

Tabla 30. Resultados de los casos planteados, basados en los casos 4 y 5, para la validación del modelo viscoso, comparativa entre presiones simuladas contra la presión calculada para el modelo con orificio de 13mm.

Caso	Tamaño de dt	Cantidad de elementos	ΔP simulación	ΔP calculada	% error
1	0.05	678225	275.815	320.78	14.01%
2	0.05	1644289	301.61		5.9%

Al comparar los valores del caso 4 del modelo 1 con el caso 1 del modelo 2, en ambos modelos el porcentaje de error respecto al valor calculado es similar, esto indica que el modelo con la configuración y mallado de los casos antes mencionados se comporta similar en diferentes escenarios, por lo tanto, se aceptan para ser usado en el análisis comparativo de los modelos principales a simular. En las figuras 56 y 57 se muestran sus curvas de diferencial de presión a través del centro de la tubería.

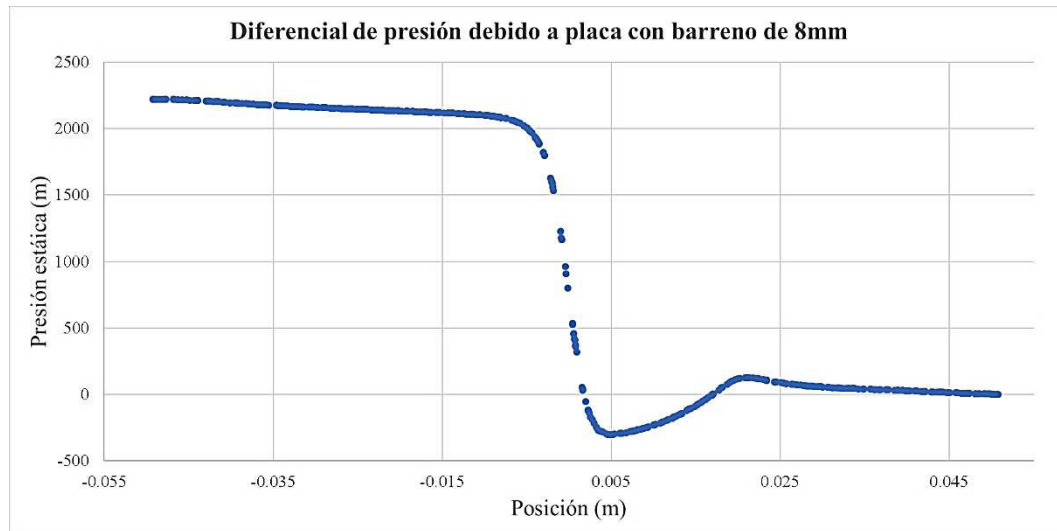


Figura 56. Curva de diferencial de presión de modelo de placa con barreno de 8mm.



Figura 57. Curva de diferencial de presión de modelo de placa con barreno de 13mm

6.3 Resultados de las simulaciones CFD para placa espaciadora.

En esta sección se muestran los gráficos de los perfiles de velocidades obtenidos en el post-procesamiento, en una sección del flujo y sus respectivas curvas de caída de presión tomadas en un eje, ambos que pasan por el centro del barreno. En la figura 58 se observan todos los resultados de velocidad para las propuestas de placa espaciadora.

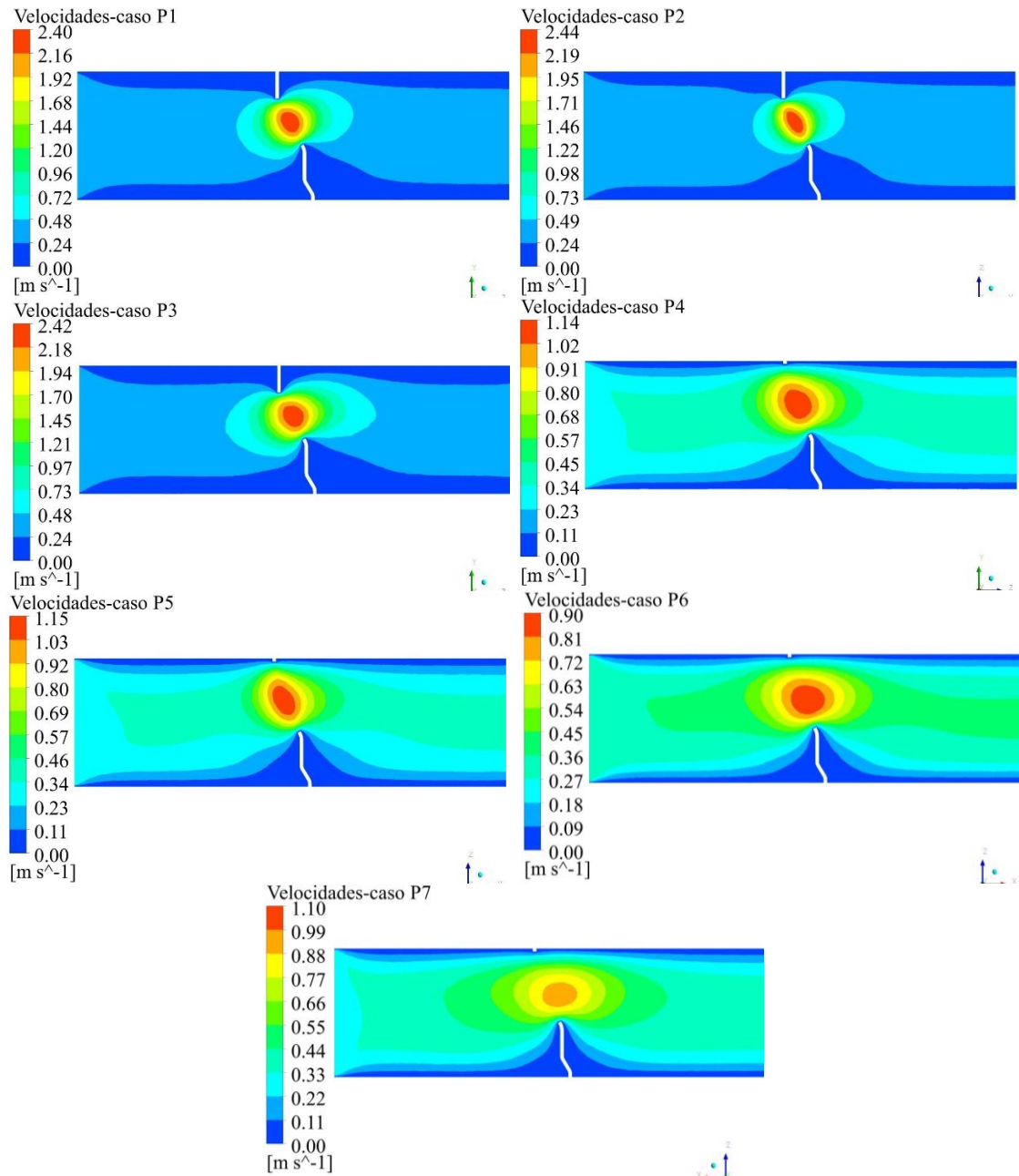


Figura 58. Contorno de velocidades resultantes de la simulación de flujo en los casos de placa espaciadora.

En los contornos se logra visualizar que efectivamente en el área de obstrucción la velocidad alcanza su punto máximo que, de acuerdo con la teoría de filtros, influye en el diferencial de presión, también cómo las paredes interactúan con el fluido generando gradientes y un pequeño efecto en la velocidad conforme se avanza longitudinalmente,

también es visible que en ningún caso existe presencia de zonas turbulentas debido a la viscosidad del fluido.

En la gráfica de la figura 59 se recopilan los perfiles de diferencial de presión para los siete casos de placa espaciadora, permitiendo previsualizar que valor se tomará para realizar la comparativa, se decide usar el valor máximo.

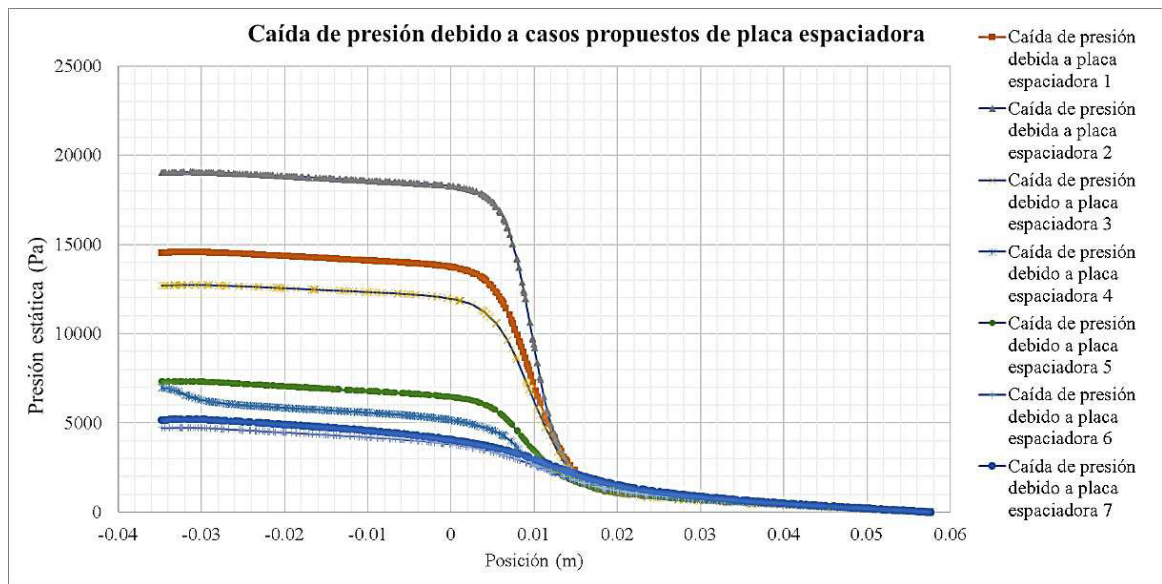


Figura 59. Perfiles de diferencial de presión para casos de placa espaciadora, obtenidos tras análisis CFD.

En la figura se observa que, a diferencia de las curvas de los modelos de validación, éstas no presentan una zona de vena contracta, debido a que no hay presencia de turbulencia después del orificio por la alta viscosidad al ser flujo a bajas temperaturas. También se observa que los casos de área mayor tienen menos efecto en la variación del diferencial de presión resultante.

En la tabla 31 se registran los valores de presión, junto con las variables de diseño de la placa espaciadora, con el fin de verificar la influencia que tiene cada variable en la caída de presión y si puede existir una relación directa que sirva de guía a la hora de realizar nuevos diseños, con un análisis previo más simple. Con los valores de la tabla se realizan

las gráficas de las figuras 60-63 para visualizar más claramente la relación de cada variable con el diferencial de presión.

Tabla 31. Compilación de valores máximos de presión y variables de diseño.

CASO	Máx. P (Pa)	Área de orificio (*10 ⁻⁵ m ²)	Área de orificio eq. (*10 ⁻³ m ²)	Diámetro hidráulico (*10 ⁻³ m)	Razón (A ₁ ²)/(A _o ²)
P1	14546	9.134	1.096	10.57	30.43
P2	19043	5.714	1.086	7.86	31.01
P3	12710	12.26	1.104	11.83	30.01
P4	6978	18.04	2.165	14.30	7.801
P5	7303	12.32	2.341	11.68	6.671
P6	4735	33.16	2.984	18.90	4.104
P7	5168	82.05	2.462	25.29	6.033

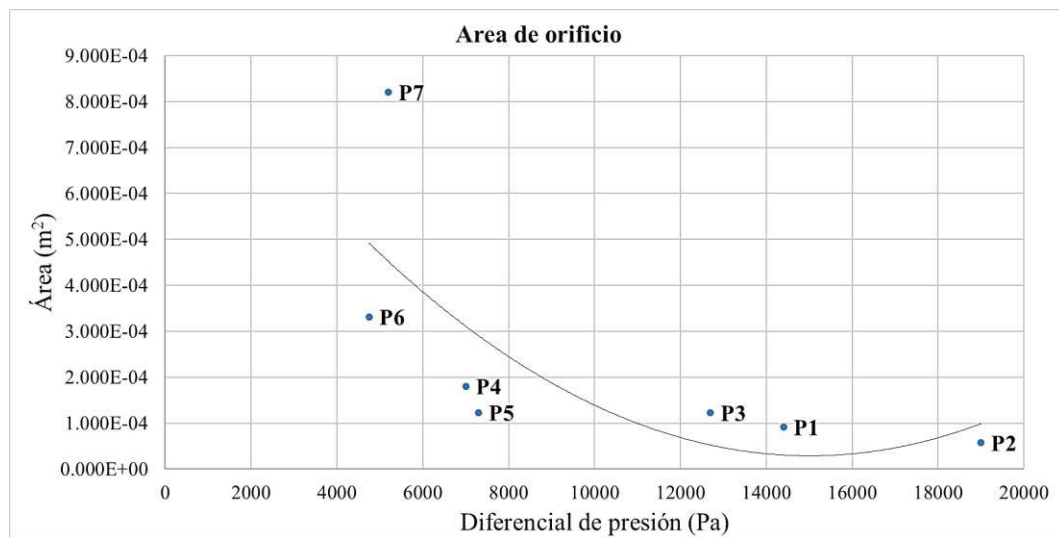


Figura 60. Gráfica de presión máxima contra el área del orificio para encontrar posible relación.

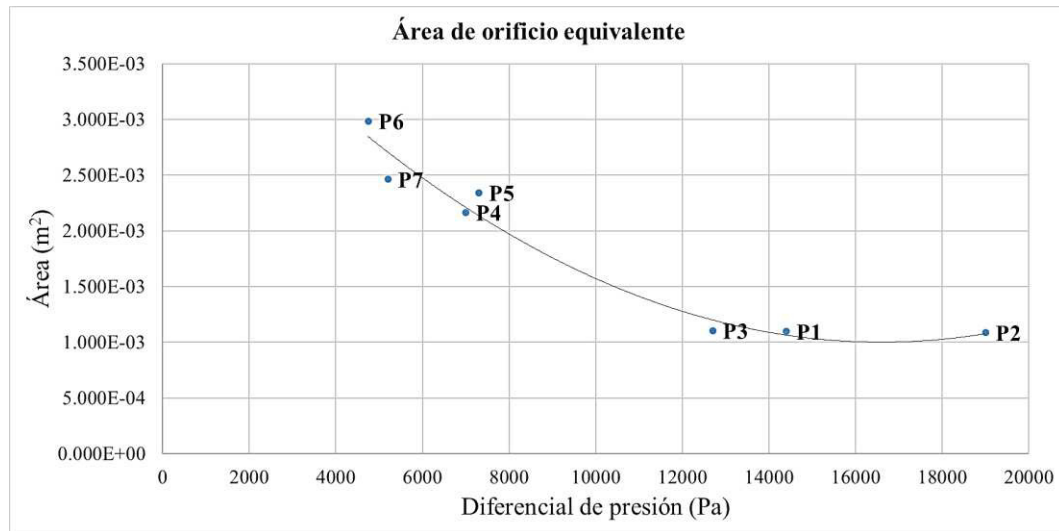


Figura 61. Gráfica de presión máxima contra área total equivalente, para visualizar el efecto al contemplar el total de orificios.

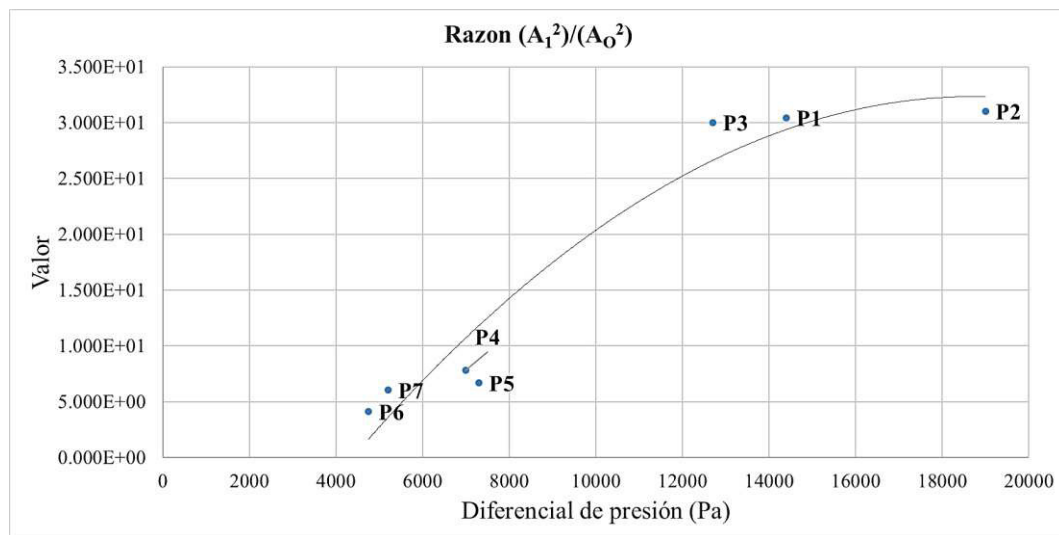


Figura 62. Gráfica de presión máxima contra razón de áreas al cuadrado, para visualizar el efecto individual con la porción de flujo correspondiente.

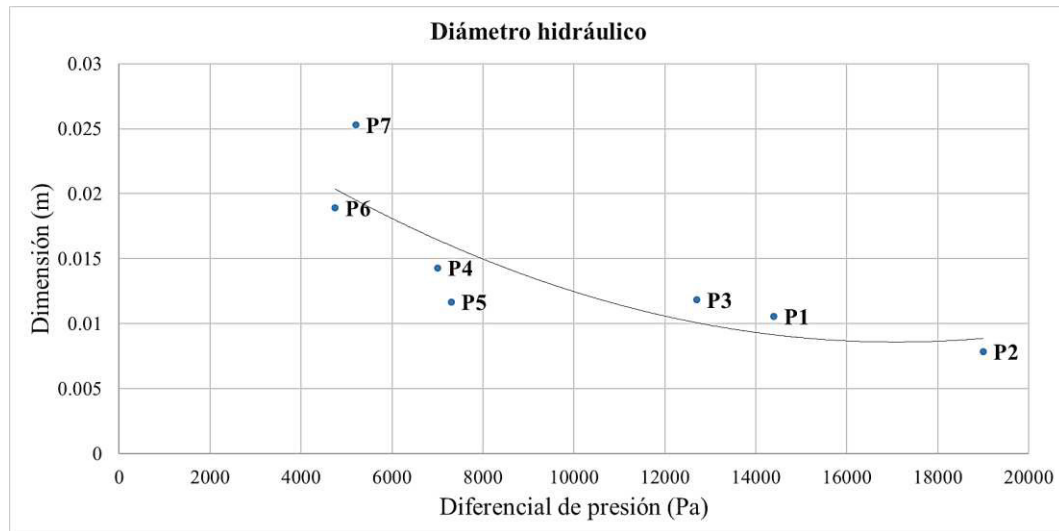


Figura 63. Gráfica de presión máxima contra diámetro hidráulico, el diámetro hidráulico depende de la forma y el área del barreno.

6.4 Resultados de las simulaciones CFD para tubo central.

Aquí se muestran los resultados de post-procesamiento de los perfiles de velocidades en una sección central del flujo y sus respectivas curvas de caída de presión tomadas en el eje central de la porción de flujo. En la figura 64 se observan todos los resultados de velocidad para las propuestas de tubo central.

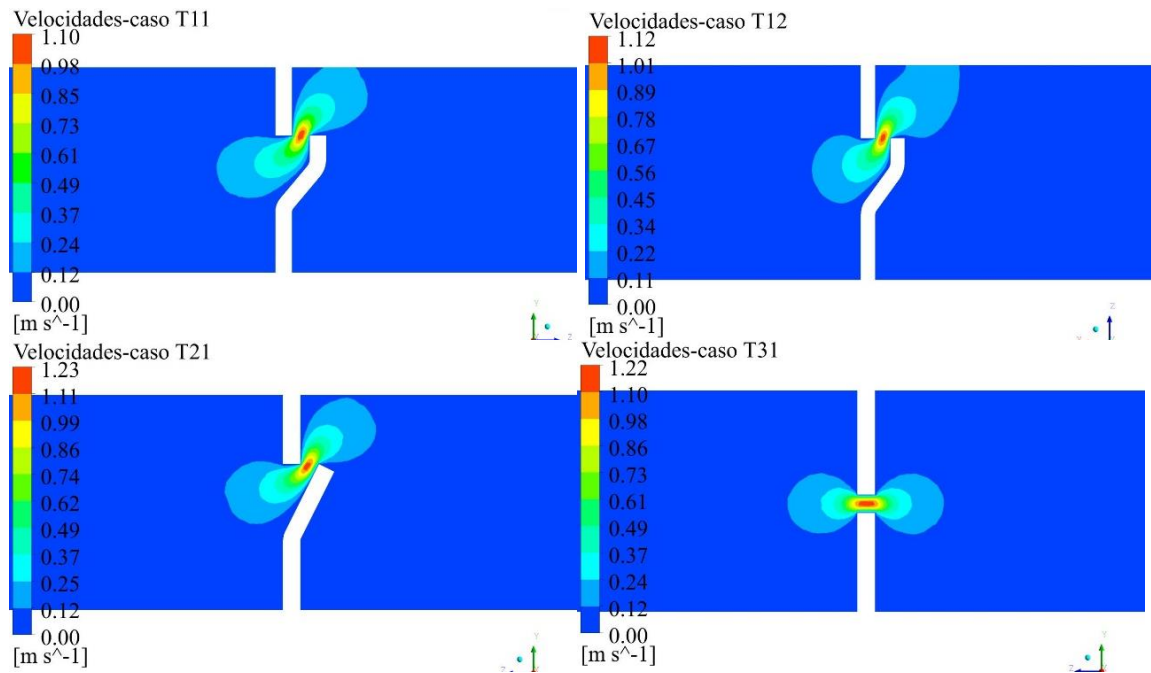


Figura 64. Contorno de velocidades resultantes de la simulación de flujo en los casos de central.

En la figura anterior se observa que en los contornos de velocidad de este modelo no existen gradientes en las paredes rectas debidos a que los límites de la porción de flujo son del tipo periódicos y simétricos indicando que esas fronteras están rodeadas del mismo fluido lo cual elimina estos gradientes. También se puede observar que, aunque los orificios presenten áreas de paso iguales, presentan diferentes formas lo cual tiene efecto en la velocidad máxima y que el cambio en la inclinación del orificio no genera un cambio relativamente significante en la velocidad en la zona de obstrucción.

Al igual que en los casos de placa espaciadora, en la gráfica de la figura 65 se recopilan los perfiles de diferencial de presión para los siete casos de placa espaciadora, también para previsualizar que valor se usará para la comparativa, se toma el valor máximo de la curva.

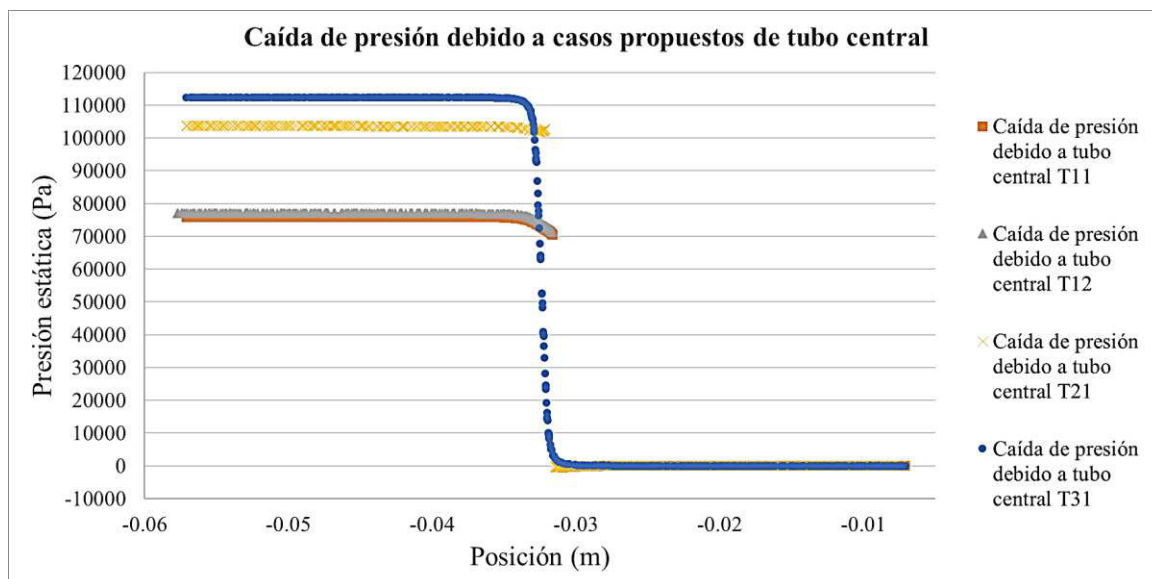


Figura 65. Perfiles de diferencial de presión para casos de tubo central, obtenidos tras análisis CFD.

Se logra observar que debido a que no existen pared de tubería en estos modelos, el valor de presión en las zonas alejadas al efecto de los orificios es totalmente continuo y no presenta inclinación como en el caso de los modelos de placa espaciadora. Observamos que el valor de los casos donde sólo se cambia la inclinación del barreno presenta una variación despreciable ya que también la presenta en los contornos de velocidad, por lo tanto, se puede decir que no es una variable que afecte considerablemente.

En la tabla 32 se registran los valores de presión de los 3 casos principales (T11, T21 y T31), junto con la variable de diseño del tubo central, que es la forma del orificio, con el fin de verificar la influencia que tiene en la caída de presión para que sirva de guía a la hora de realizar nuevos diseños.

Tabla 32. Resultados de presión máxima para los casos principales de tubo central.

Caso	Max. P (Pa)	Forma
T11	75933	Tipo rayador con pared horizontal
T21	103612	Tipo rayador con pared inclinada
T31	112392	Orificio pasado

6.5 Resultados de presión estática en las paredes del elemento

La presión en las paredes de los elementos de análisis se obtiene mediante el post-procesamiento de todos los valores de presión en la pared que recibe el flujo de entrada y la que recibe el flujo de salida a lo largo del eje y respecto al eje z que atraviesa el centro de la pieza, tal y como se muestra en la figura 66. En la figura 67 se ejemplifican perfiles de presión, por separado, obtenidos tras el post procesamiento.

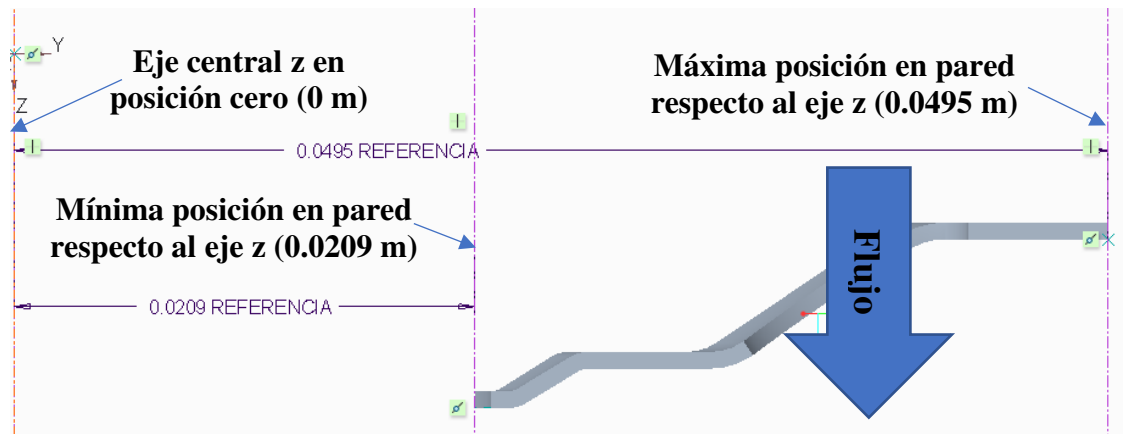


Figura 66. Esquema para indicar la máxima y mínima posición a lo largo del eje y, para los valores de presión de post-procesamiento.

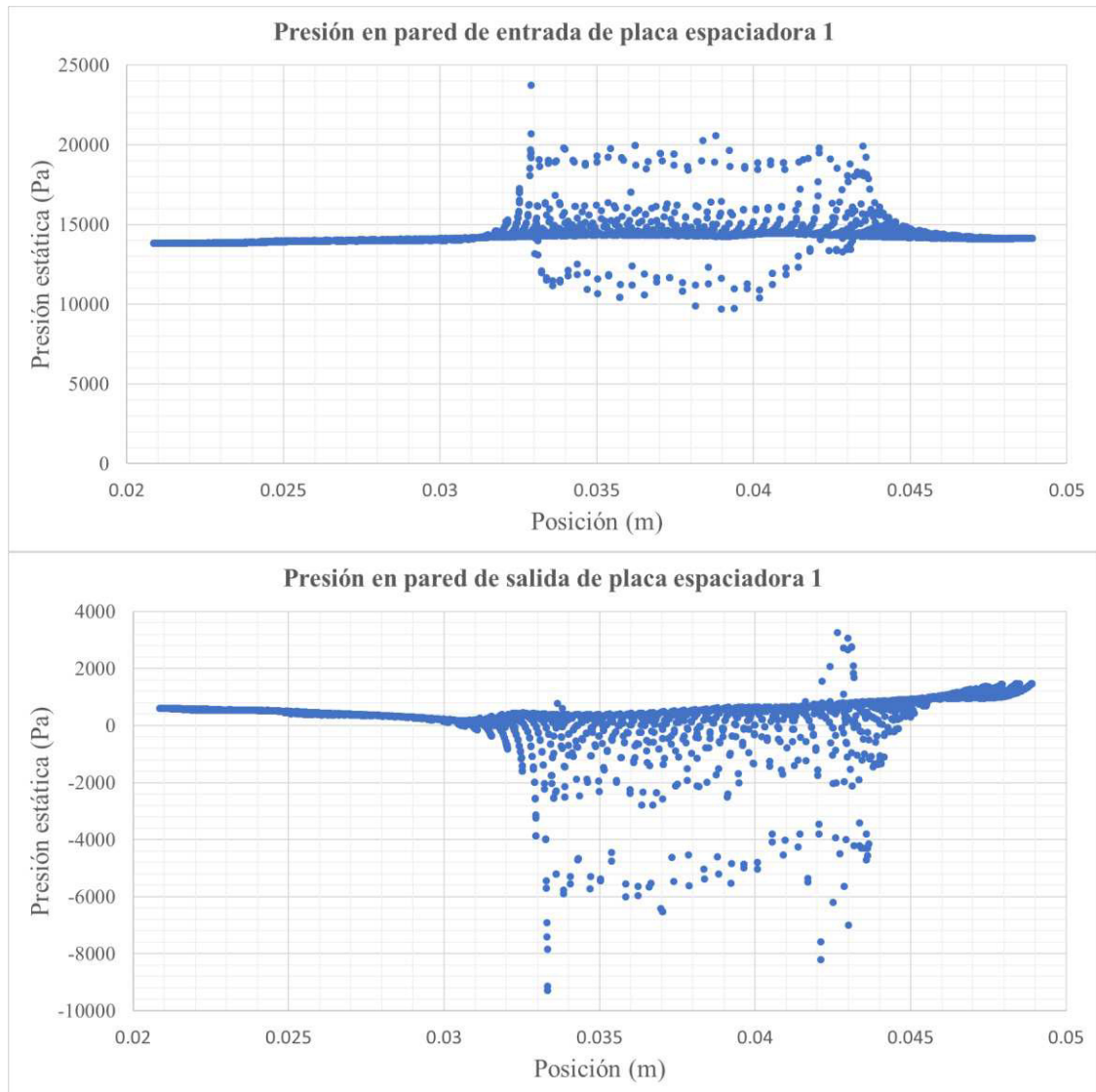


Figura 67. Gráficas de presión estática en las paredes del modelo de placa espaciadora 1.

Tras el análisis de los perfiles de presión se observa que para ambos casos los valores se acumulan en un valor de presión, por lo cual se opta a usar el valor promedio que facilita su aplicación en el modelo estático. En cuanto al promedio de la presión en las paredes de salida de todos los casos es muy cercana a cero o un valor positivo relativamente chico, por lo tanto, se decide omitir para sólo tomar el efecto de la presión en la pared de entrada. En la tabla 33 se compilan todos los valores de presión para cada caso de placa espaciadora y tubo central.

Tabla 33. Compilación de valores promedio de presión estática en las paredes de los elementos analizados.

Caso	Presión en pared de entrada (Pa)	Presión en pared de salida (Pa)
P1	14398	177
P2	18982	18
P3	12673	-0.45
P4	5865	392
P5	7196	316
P6	4511	372
P7	4957	285
T11, T12, T13	74738	546
T21, T22, T23	101006	498
T31, T32, T33	113153	-840

6.6 Resultados de análisis estructural de los casos propuestos de placa espaciadora

Los resultados del análisis estático constan de los contornos de distribución de esfuerzos tras la aplicación de los dos tipos de carga, se visualizan los esfuerzos tras la aplicación de cada estado de carga (precarga del resorte y la adición de la presión estática del fluido. En la figura 68 se muestran los contornos de distribución de esfuerzos para el estado de precarga y el de la adición de la presión del fluido, para el caso de la placa P2 donde la presión es mayor, con el fin de visualizar el efecto de la adición de ésta.

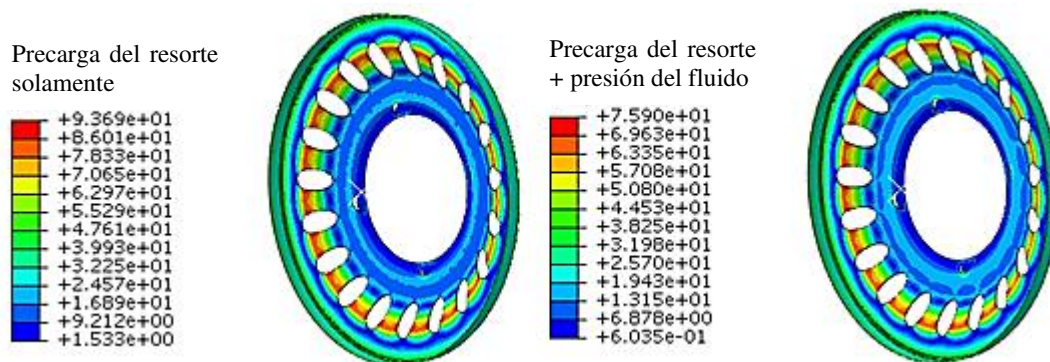


Figura 68. Resultados de distribución de esfuerzos en MPa tras la precarga del resorte y tras la adición de la presión del fluido.

En la figura 68 se observa que tras la adición de la carga del fluido la distribución de esfuerzos cambia y reduce el valor del esfuerzo máximo, por lo tanto, el análisis estático presenta el esfuerzo mayor sólo en el estado de precarga, sólo se tomará ese estado para evaluar cada caso. En la figura 69 se muestran todos los contornos de distribución de esfuerzos tras la precarga del resorte.

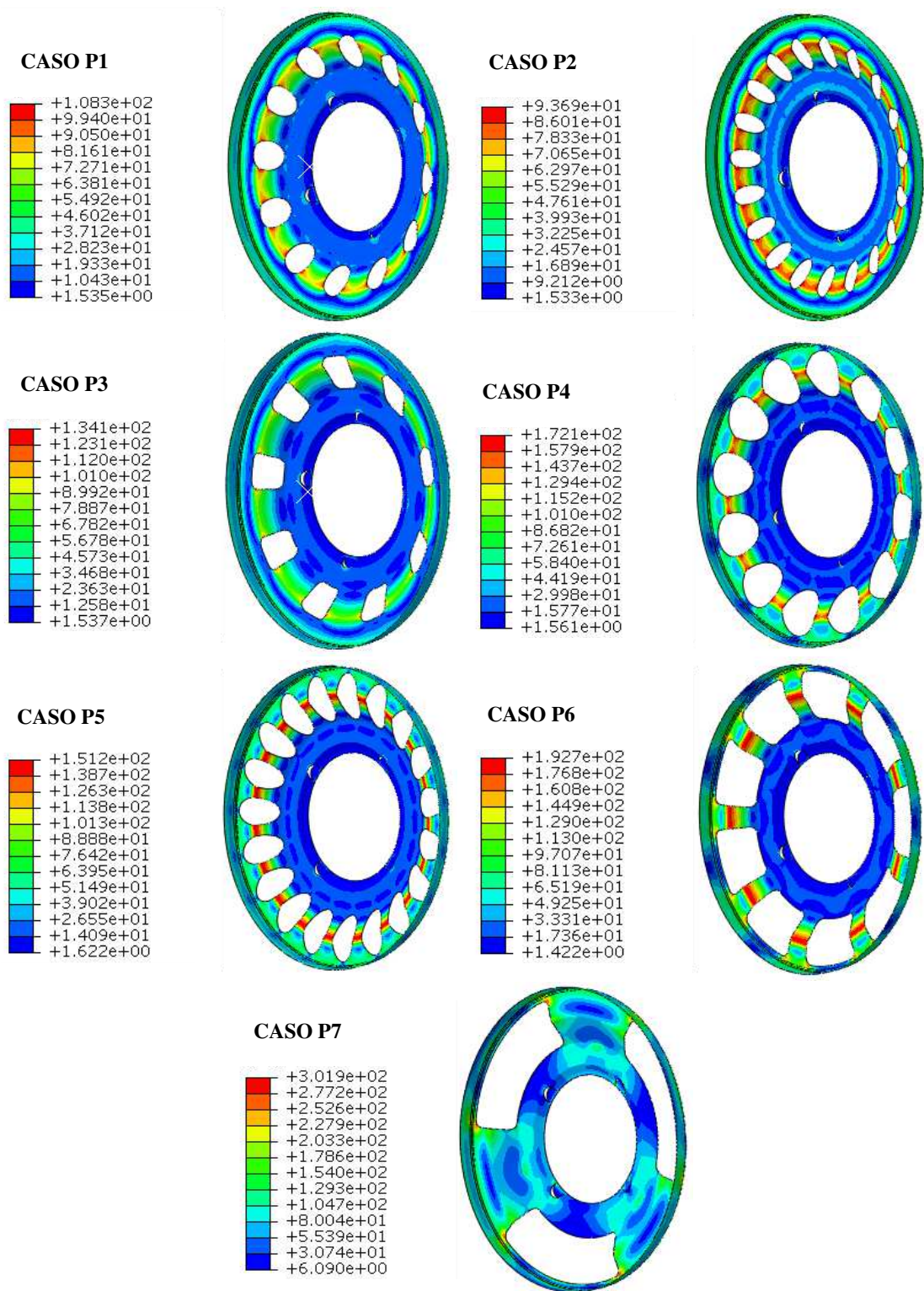


Figura 69. Resultados de distribución de esfuerzos en MPa debidos a la precarga del resorte para los siete casos de placa espaciadora.

6.7 Resultados de análisis estructural de los casos propuestos de tubo central

Al igual que en el análisis estructural de placa espaciadora, en la figura 70 se muestran los contornos de distribución de esfuerzos para el estado de precarga y el de adición de la presión del fluido, para el caso de tubo central donde la presión estática en la pared es mayor (caso T31), con el fin de visualizar el efecto de la adición de ésta.

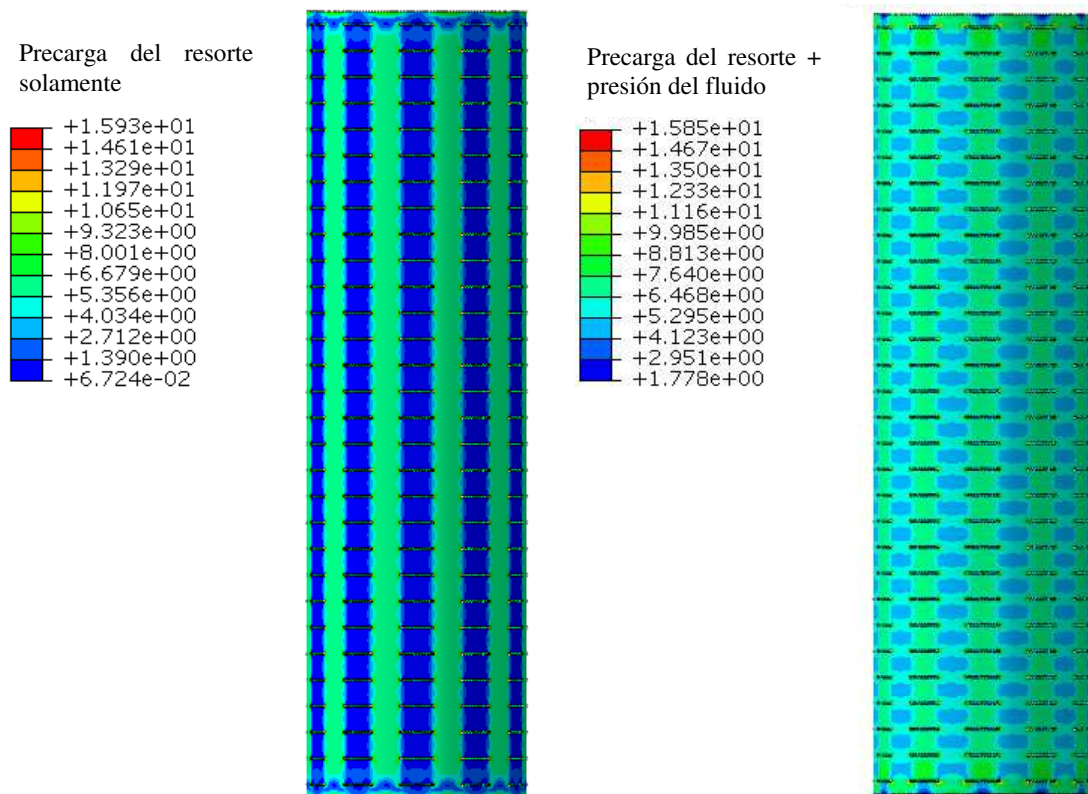


Figura 70. Ejemplo de resultados de distribución de esfuerzos en MPa tras la precarga del resorte y tras la adición de la presión del fluido.

En este caso también tras la adición de la presión estática promedio del fluido los esfuerzos se redistribuyen ya que la presión del fluido es uniforme y se opone a la deformación causada por el resorte, la figura 71 se muestra el efecto en la deformación en la dirección paralela al flujo tras ambos estados de carga, para una mejor visualización se aumenta el factor de escala de deformación a 5000:1.

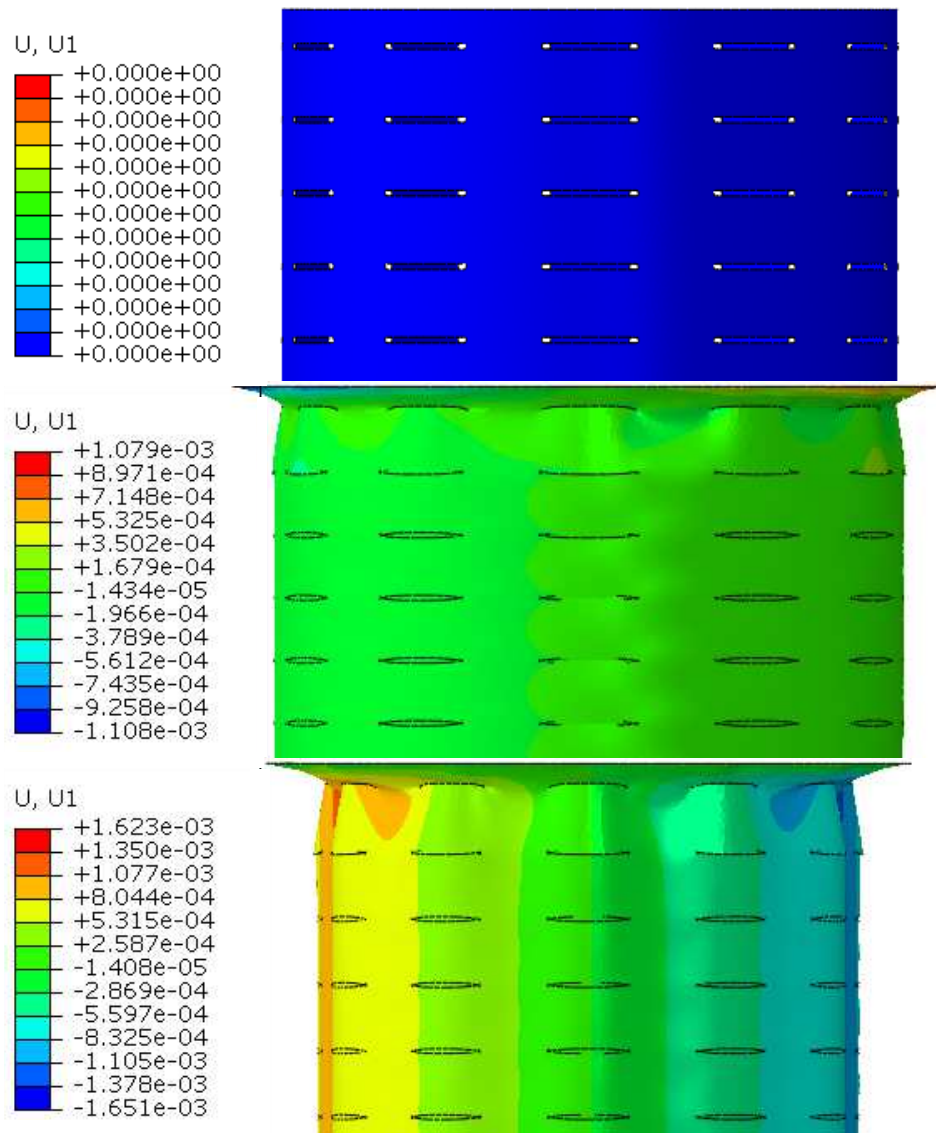


Figura 71. Ejemplo de distribución de la deformación en mm en los diferentes estados de carga del tubo central.

Se logra observar que efectivamente, tras la compresión causada por el resorte, el tubo tiende a ensancharse y la deformación máxima se acumula en los extremos de éste, posteriormente el incluir la presión del flujo que se opone a este desplazamiento se distribuyen mejor los esfuerzos y deformaciones causando el efecto inverso en el ancho del tubo y reducción del esfuerzo máximo.

Por lo anterior, los casos de tubo central son evaluados sólo en su respuesta al estado de precarga del resorte, en la figura 72 se muestran los resultados en distribución de esfuerzos de los casos principales de tubo central, ya que T11 es el mejor caso, en la figura 73 se muestran los resultados de distribución de esfuerzos para los casos T11, T12 y T13 con la finalidad de obtener el efecto de la inclinación del barreno en la resistencia estructural.

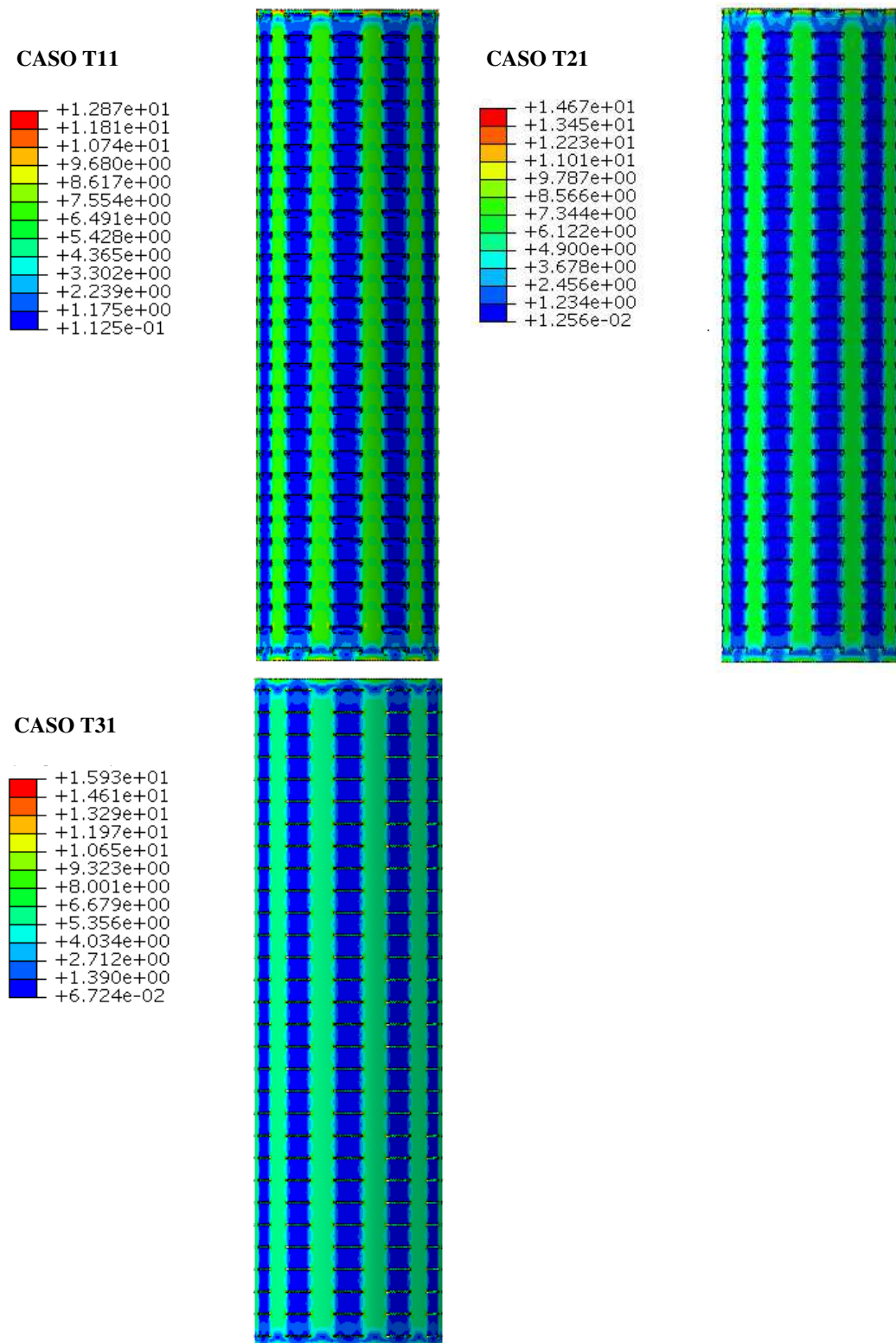


Figura 72. Distribución de esfuerzos en MPa resultantes al estado de precarga en los tres casos principales de tubo central.

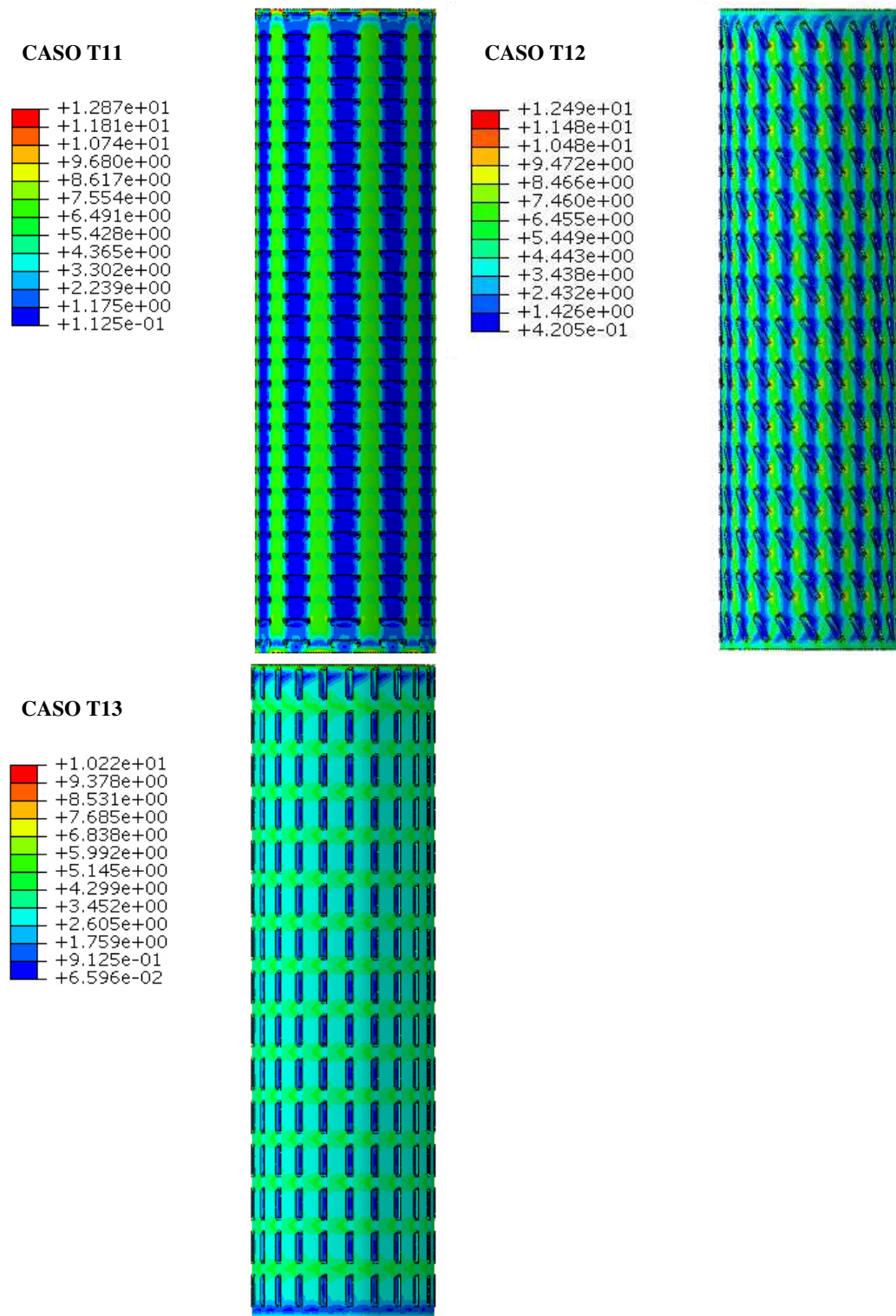


Figura 73. Distribución de esfuerzos en MPa resultantes al estado de precarga en los casos T11, T12 y T13 para encontrar el efecto de la inclinación en la distribución de esfuerzos.

6.8 Gráficos para selección de mejores propuestas

Con los resultados finales antes obtenidos de los análisis CFD de los casos de placa espaciadora y tubo central, así como el análisis estructural de éstos, se realizan las tablas 34 y 35 donde se compilan los valores de presión máxima debida a la obstrucción del flujo y el de esfuerzo máximo debido a la precarga del resorte. Con los valores de las tablas se realizan las gráficas de las figuras 74 y 75 para facilitar el análisis que determine las dos mejores opciones de cada elemento que serán las propuestas finales de diseño.

Tabla 34. Resultados finales en presión y esfuerzo máximos de cada caso de placa espaciadora.

CASO	Presión máxima (Pa)	Esfuerzo Máximo (MPa)
P2	19043	93.69
P1	14546	108.3
P3	12710	134.1
P5	7303	151.2
P4	6978	172.1
P6	4735	192.7
P7	5168	301.9

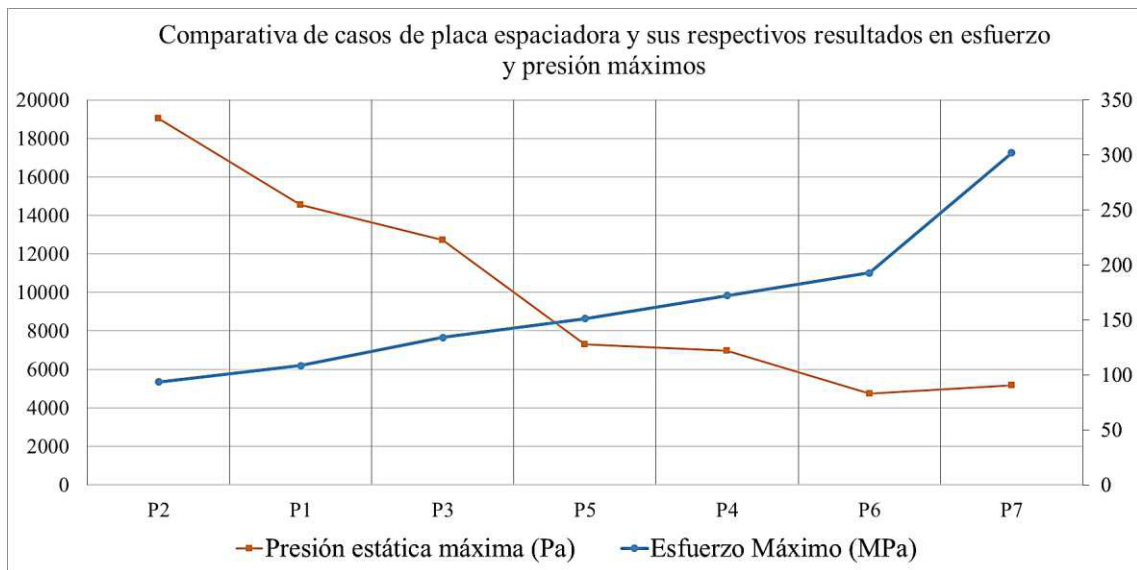


Figura 74. Gráfica comparativa para encontrar al menos dos propuestas óptimas de placa espaciadora en cuanto a comportamiento en caída de presión y resistencia estructural.

Tabla 35. Resultados finales en presión y esfuerzo máximos de cada caso de tubo central.

CASO	Presión máxima (Pa)	Esfuerzo máximo (MPa)
T13	75933	10.22
T12	75933	12.49
T11	75933	12.87
T21	103612	14.67
T31	112392	15.93

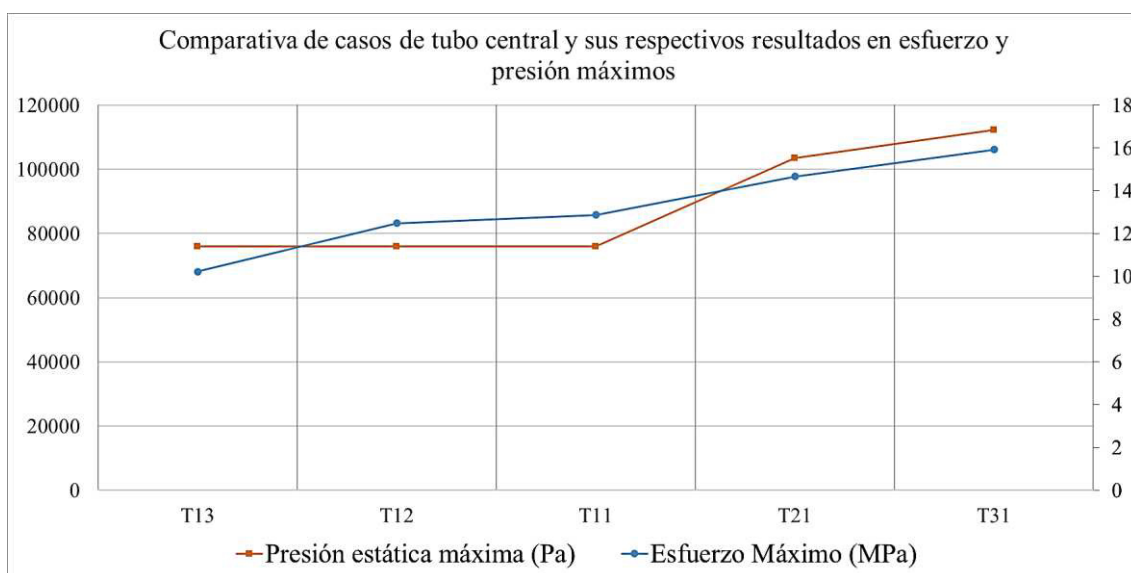


Figura 75. Gráfica comparativa para encontrar al menos dos propuestas óptimas de tubo central respecto al comportamiento en caída de presión y resistencia estructural.

El criterio para definir los casos óptimos de placa espaciadora consiste en encontrar el par de casos que principalmente estén considerablemente debajo del esfuerzo permisible del acero con que se fabrican, conservando a su vez un bajo efecto en la presión máxima diferencial en lo posible. Para la selección del par de propuestas de tubo central se elige el caso que cumpla en el presentar el menor valor de esfuerzo máximo y el menor valor en presión máxima diferencial.

Capítulo VII: Conclusiones y recomendaciones

7.1 Conclusiones

Mediante el estudio de los estándares de desempeño de un filtro de aceite se definió al diferencial de presión como el criterio de modelado y análisis del diseño de elementos específicos de un filtro. Como resultado de dicho análisis y estudio, se compararon 7 propuestas de placa espaciadora y nueve de tubo central logrando obtener un par de propuestas óptimas por cada elemento.

Tras el análisis de causa raíz (Ishikawa) y el estudio de la teoría de filtros se logró determinar que la placa espaciadora y el tubo central son elementos que potencialmente influyen en el diferencial de presión, y estos pueden ser elegidos debido a la posibilidad de ser fabricados en la planta con la infraestructura existente, sin una inversión considerable.

Al analizar el efecto de las variables de diseño en el diferencial de presión, se concluye que el área de paso del orificio, el área total equivalente, el diámetro hidráulico, la razón de áreas al cuadrado sirven para dar un juicio preliminar, sólo si se trata de orificios con la misma forma ya que ésta influye en el efecto de las anteriores

El método de análisis CFD con modelos simplificados de los elementos de interés, es útil para la comparación entre propuestas de diseño en condiciones críticas de temperatura sin la necesidad de fabricar el total de propuestas. Así como para obtener el efecto de las variables de diseño en los criterios de interés.

Incluir el efecto de la presión generada por el fluido en el análisis estructural como un estado de carga en conjunto con la presión del resorte, no es determinante en la comparativa de diseños ya que al incluirla genera una distribución de esfuerzos que disminuye el esfuerzo máximo en la pieza.

El análisis combinado de los resultados de presión diferencial máxima del fluido y esfuerzo máximo en las piezas es útil en la selección de las propuestas óptimas por elemento. Mediante los criterios de selección se determina que las dos propuestas óptimas para placa espaciadora son la P3 y P5, y para el tubo central la T13 y T12.

7.2 Recomendaciones

De acuerdo con el desarrollo experimental, los modelos usados en la simulación por CFD sólo pueden ser usados para el análisis del efecto en la caída de presión de elementos con rasgos repetidos periódicamente, por ejemplo, se puede implementar en el análisis del plisado del elemento filtrante, añadiendo la configuración y propiedades de un elemento poroso.

En el modelo de análisis estructural sólo debe analizarse el estado de carga debido al resorte (condición de ensamble), ya que se concluyó que el efecto del diferencial que producen los mismos es despreciable, debido a la información que existe. El diferencial de presión considerable en el tubo central es producido por el elemento filtrante conforme se va obstruyendo, por lo cual se recomienda realizar una simulación o experimentación de esta presión para agregarla a la simulación.

Otros factores que también se omitieron en el análisis estructural y sería interesante analizar es el efecto de la temperatura, los ciclos de trabajo para el análisis de fatiga, el tipo de material y la frecuencia de las vibraciones en operación. Para obtener un modelo más aproximado para el análisis de durabilidad de los elementos estructurales.

7.3 Aporte Científico

La contribución científica del presente trabajo consiste en la validación del uso de un análisis comparativo, mediante modelos de simulación estructural y de diferencial de presión por métodos computacionales, aplicado a propuestas de elementos de un filtro de aceite que presenten rasgos repetidos periódicamente y que necesiten un cambio de

diseño. Evidencia sobre la utilidad del análisis del área de orificio equivalente, el diámetro hidráulico y la relación del área del orificio respecto al área de la sección del flujo para dar un juicio preliminar en la comparativa, sobre el efecto en diferencial de presión, entre piezas con orificios de la misma forma solamente. La funcionalidad del modelo para la simulación del efecto que genera la precarga del resorte en un ensamble de los elementos metálicos estructurales de un filtro de aceite.

Referencias

- [1] LUBE-TECH, «DESIGNING AUTOMOTIVE ENGINE LUBRICATING SYSTEMS,» Julio 1999. [En línea]. Available: <http://www.lube-media.com/documents/contribute/Lube-Tech011-Designingautomotiveengine lubricatingsystemsNewsurfacecoatingprocessdevelopment.pdf>.
- [2] California Environmental Protection Agency, Evaluation of High Efficiency Oil Filters in the State Fleet., Sacramento, CA: California Integrated Waste Management Board, Junio 2008.
- [3] Heavy Duty Truckinginfo, «truckinginfo.com,» 20 08 2017. [En línea]. Available: <https://www.truckinginfo.com/141794/class-8-truck-production-increased-in-july>. [Último acceso: 10 11 2017].
- [4] Lubrication Engineers Inc., «Engine Oil Filtration,» [En línea]. Available: http://www.lubeng.com.au/104_Engine%20Oil%20Filtration.pdf. [Último acceso: 13 07 2017].
- [5] Stanley, David R., General Motors Corp., «Correlating Lube Oil Filtration Efficiencies with Engine Wear,» de *Truck and Bus Meeting and Exposition, Indianapolis*, Indianapolis, Indiana, 1988.
- [6] Fleetguard Inc., «Test Report: Differentiating Filter Performance by Oil Analysis Results,» 2003. [En línea]. Available: https://www.cumminsfiltration.com/sites/default/files/pdf_archive/pdfs/product_lit/america_brochures/SB_LT15105.pdf. [Último acceso: 2017 07 12].
- [7] Baldwin Filters, Inc., «Pure Performance,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.baldwinfilter.com/literature/english/2%20pureperformance/form449.pdf>. [Último acceso: 20 07 2017].
- [8] FRAM, «Technical Information: Engine Oil Filtering Systems,» Mayo 2003. [En línea]. Available: <http://www.fram.com/media/7060/engineoilfiltering.pdf>. [Último acceso: 20 07 2017].

- [9] Ted S. Loftis, Mike B. Lanius, A New Method for Combination Full-FLOW and Bypass Filtration: Ventiru Combo, Society of Automotive Engineers, Inc., 1997.
- [10] Department of Toxic Substances Control (DTSC), «by-pass oil filter,» julio 2003. [En línea]. Available: <https://www.dtsc.ca.gov/PollutionPrevention/upload/bypass-oil-filters-fact-sheet.pdf>. [Último acceso: 20 07 2017].
- [11] Fleetguard, «Performance Data Sheet LF9070,» 2012. [En línea]. Available: <https://www.cumminsfiltration.com/south-pacific/sites/cumminsfiltration-empty.bitnamiapp.com.south-pacific/files/PD10012%20LF9070%20Venturi%20Combo%20Lube%20Filter%20Performance%20Datasheet.pdf>. [Último acceso: 20 07 2017].
- [12] Fleetguard Inc., «Lube Filtration featuring NanoNet(R) Media,» 2015. [En línea]. Available: https://www.cumminsfiltration.com/south-pacific/sites/cumminsfiltration-empty.bitnamiapp.com.south-pacific/files/LT36411AU%20LF14000NN%20Lube%20Filtration%20Flyer%20%20LR_1.pdf. [Último acceso: 20 07 2017].
- [13] Donaldson, «Full-Flow Lube Filters for Cummins(R) ISX Engines,» 2015. [En línea]. Available: <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/engine-hydraulics-bulk/literature/north-america/engine-liquid/Lube/F113026-ENG/Full-Flow-Lube-Filters-for-Cummins-ISX-Engines-LF9080-LF9031.pdf>. [Último acceso: 04 Sep 2017].
- [14] Siegfried Ripperger, Walter Gössle, Christian Alt, «Filtration, 1. Fundamentals,» *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, pp. 677-709, 2012.
- [15] R. Darby, «Flow in Porous Media,» de *Chemical Engineering Fluid Mechanics*, New York, USA, Marcel Dekker Inc., 2001, pp. 391-417.
- [16] Andy Coverdell, Noria Corporation, «Automotive Filter Selection,» de *Lubrication Excellence 2007*, 2007.
- [17] Donaldson Company Inc., «Hydraulic Filtration Product Guide,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/engine->

- hydraulics-bulk/catalogs/Hydraulic/North-America/F112100-ENG/Hydraulic-Filtration-Product-Guide.pdf. [Último acceso: 04 Sep 2017].
- [18] Oleg LLiew, Andreas Schindelin and Andreas Wiegmann, «Computer Aided Engineering of hydraulic filter elements,» p. 7, 2010.
- [19] H. Kudela, «Zakład Numerycznego Modelowania Przepływów - Lecture11 12 - Hydraulic losses,» [En línea]. Available: <http://fluid.itcmp.pwr.wroc.pl/~znmp/fundmech.htm>. [Último acceso: 20 10 2017].
- [20] R. Darby, «Internal Flow Applications,» de *Chemical Engineering Fluid Mechanics*, New York, NY, Marcel Dekker, Inc, 2001, pp. 195-238.
- [21] ASTM, «Standard D341-03: Test Method for Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products.,» *ASTM International*, 2003.
- [22] Bernat Esteban; Jordi-Roger Riba*; Grau Baquero; Antoni Rius; Rita Puig, «Temperature dependence of density and viscosity of vegetable oils,» *ScienceDirect*, pp. 164-171, 2012.
- [23] C. B. Tebbutt, *CFD Model of Flow Through Air Filter Pleats*, Oklahoma: Oklahoma State University, 1995.
- [24] Zhuangbo Feng, Zhengwei Long*, Qingyan Chen, «Assessment of various CFD models for predicting airflow and pressure drop through pleated filter system,» *Building and Environment*, n° 75, pp. 132-141, 2014.
- [25] L. K. Bohra, *Flow and Pressure Drop of Highly Viscous Fluids in Small Aperture Orifices*, Georgia: Georgia Institute of Technology, 2004.
- [26] J. O. Wilkes, *Fluid Mechanics for Chemical Engineers*, 2nd ed, with microfluidics and CFD, Cambridge: Prentice Hall, 2012.
- [27] Don W. Green; James O. Maloney, *Chemical Engineers Handbook*, Seventh Edition, Kansas: McGraw-Hill, 1997.
- [28] N. Wedzinga, *Design and Testing of a 6 inch Control Valve with a Multi-stage Anti-cavitation trim*, Enschede, Overijssel: University of Twente, 2015.
- [29] Pall Corporation, «Scientific & technical report: The essential guide to oil filter performance testing standards,» Pall Corporation, January 2014. [En línea].

Available: <http://www.pall.de/pdfs/Power-Generation/FCTESTPEN.pdf>. [Último acceso: 28 Sep 2017].

- [30] SAE International, Sae Oil Filter Test Procedure HS-806, Warrendale, Pa.: SAE International, 2009.
- [31] ISO 2000, ISO 4548-12, Switzerland: ISO 2000, 2000.
- [32] S. Timoshenko and J.N. Goodier, Theory of elasticity, NY, Toronto, London: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1951.
- [33] F. Irgens, Continuum Mechanics, Bergen, Norway: Springer, 2008.
- [34] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition, New York, NY: McGraw-Hill, 2008.
- [35] D. V. Hutton, Fundamentals of Finite Element Analysis, New York, NY: Mc Graw Hill, 2004.
- [36] E. barkanov, «Introduction to the Finite Element Method,» 2001. [En línea]. Available: <http://ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/S2011/IFEM/Simple/Barkanov2001.pdf>. [Último acceso: 10 11 2017].
- [37] F. B. Mats G. Larson, The Finite Element Method: Theory, implementation, and practice, Ume°a: Springer, 2010.
- [38] D. M. Vable, Mechanics of Materials 2nd Edition, Michigan: Michigan Technological University, 2010.
- [39] P. Krysl, Finite Element Modeling with Abaqus and Python for Thermal and Stress Analysis, San Diego: Petr Krysl, 2017.
- [40] A. El-Hamalawi, «A simple and effective element distortion factor,» *Computers and Structures*, pp. 507-513, 2000.
- [41] P. M. KNUPP†, «ALGEBRAIC MESH QUALITY METRICS,» *SIAM J. SCI. COMPUT.*, vol. 23, n° 7, pp. 193-218, 2001.
- [42] J. Z. ZHU, O. C. ZIENKIEWICZ, E. HINTON AND J. WU, «A NEW APPROACH TO THE DEVELOPMENT OF AUTOMATIC QUADRILATERAL MESH

GENERATION,» *INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN ENGINEERING*, vol. 32, pp. 849-866, 1991.

- [43] S.H. Lo and C.K. Lee, «On using meshes of mixed element types in adaptive finite element analysis,» *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 11, pp. 307-336, 1992.
- [44] Altair University, «Altair University,» [En línea]. Available: <http://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2014/02/elemquality.pdf>. [Último acceso: 08 07 2018].
- [45] Sharaban Thohura, Dr. Md. Shahidul Islam, «Study of the Effect of Finite Element Mesh Quality on Stress Concentration Factor of Plates with Holes,» *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, vol. 3, pp. 82-88, 2013.
- [46] Dassault Systèmes, «6.1.5 Direct linear equation solver.,» Dassault Systèmes, 2012. [En línea]. Available: <http://abaqus.software.polimi.it/v6.12/books/usb/default.htm?startat=pt03ch06s01aus47.html>. [Último acceso: 10 03 2018].
- [47] DS SIMULIA, «2.1.1 A Rigid body definition,» DS Simulia, [En línea]. Available: <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/usb/default.htm?startat=pt01ch02s04aus22.html#usb-int-arigidoverview>. [Último acceso: 10 11 2017].
- [48] D. Baraff, «Rigid Body Simulation,» de *SIGGRAPH 2001 COURSE NOTES* , 2001, pp. G1-G68.
- [49] A. Sayma, Computational Fluid Dynamics, 2009.
- [50] Kajsa Nohlås, Signy Tryggvadottir, Effect of Different Oil Droplet Sizes in a flow of Natural Gas around a Compresor Blade, Gothenburg, Sweden: CHALMERS University of technology, 2015.
- [51] F. Moukalled, L. Mangani y M. Darwish, The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics, Switzerland: Springer, 2016.
- [52] R. Darby, «Pipe Flow,» de *Chemical Engineering Fluid Mechanics 2nd Edition*, New York,NY, Marcel Dekker Inc., 2001, pp. 149-193.

- [53] Yunus A Çengel, John M. Cimbala, «Flow in Pipes,» de *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, New York, NY, McGraw-Hill, 2006, pp. 321-398.
- [54] L. Davidson, «Chalmers: University of Technology,» 14 September 2017. [En línea]. Available: http://www.tfd.chalmers.se/~lada/postscript_files/kompendium_turb.pdf. [Último acceso: 20 Julio 2018].
- [55] Nickolay Y. Gnedin, Vadim A. Semenov, Andrey V. Kravtsov, «Enforcing the Courant-Friedrichs-Lewy Condition in Explicitly Conservative Local Time Stepping Schemes,» 11 January 2018. [En línea]. Available: <https://arxiv.org/pdf/1801.03108.pdf>. [Último acceso: 1 08 2018].
- [56] Hujeirat, A., «A method for enhancing the stability and robustness of explicit schemes in CFD,» 26 oct 2004. [En línea]. Available: <https://arxiv.org/pdf/math-ph/0410054.pdf>. [Último acceso: 01 08 2018].
- [57] ANSYS, «26.12.1 User Inputs for Time-Dependent Problems,» ANSYS, 29 01 2009. [En línea]. Available: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node807.htm>.
- [58] Farm Oyl, «SAE VISCOSITY GRADES,» CHS, [En línea]. Available: <https://www.farmoyl.com/resources/sae-viscosity-grades>. [Último acceso: 08 07 2018].
- [59] Petro Florida, «PRODUCT BULLETIN-PETROFLO HEAVY DUTY 15w-40 CI-4 / SYNTHETIC BLEND MOTOR OIL,» [En línea]. Available: <https://petro-florida.com/wp-content/uploads/2016/05/PETROFLO-HEAVY-DUTY-15W-40-CI-4-SYNTHETIC-BLEND-MOTOR-OIL.pdf>. [Último acceso: 07 05 2018].
- [60] F.E. Lockwood, Z.G. Zhang, S.U.S. Choi, J.C. Wang, «Thermal characteristics of new and used diesel engines,» [En línea]. Available: www.oetg.at/WTC_2001_files/html. [Último acceso: 7 05 2018].
- [61] Shark Italian Lubricants, «New SAE J300- Definition viscosity grade engine M O,» 01 2013. [En línea]. Available: www.shark-lubricants.it/.../c5776c999d6838f6b951f808f1fdaa36. [Último acceso: 08 07 2018].

- [62] SAS IP, Inc., « SHARCNet,» 18 Apr 2016. [En línea]. Available: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu_ug/flu_ug_mesh_quality.html. [Último acceso: 2018 07 03].
- [63] M. Bauccio, ASM Metals Reference Book, Materials Park, OH: ASM International, 1993.
- [64] MatWeb, «MatEwb,» MatWeb, LLC, [En línea]. Available: <http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=145867c159894de286d4803a0fc0fe0f&ckck=1>. [Último acceso: 20 05 2018].
- [65] AMERICAN SOCIETY FOR METALS , Engineering Properties of Steel, Materials Park, OH: ASM International, 1982.

Índice de Figuras

Figura 1. a) Diagrama simplificado de un filtro de flujo completo sellado y b) de cartucho intercambiable [8].	7
Figura 2. a) Diagrama simplificado de un filtro en derivación sellado y b) de cartucho reemplazable [8].	8
Figura 3. Cantidad de contaminante capturado en filtros usados en campo, comparación de un filtro de flujo completo y uno de derivación [9].	9
Figura 4. Diagrama de funcionamiento de un filtro combinado [9].	10
Figura 5. Efecto en el desgaste de componentes tras la adición de un filtro en derivación comparado con el efecto del filtro de flujo completo solamente [9].	11
Figura 6. Desgaste de cojinetes en función al tipo de filtración, flujo completo solamente y flujo completo con: 1) <i>bypass</i> tipo plisado, 2) <i>bypass</i> tipo de discos apilados, 3) <i>bypass</i> de filtrado profundo; mostrados en la figura en el orden en que se mencionaron [9].	12
Figura 7. Flujo del aceite en un filtro con Venturi [11].	13
Figura 8. Comparación de un filtro de flujo combinado (siglas en inglés CLF) vs. un filtro de flujo combinado con Venturi (siglas en inglés VCLF) [9].	14
Figura 9. Comparación de Filtros <i>Full-Flow</i> HE (en azul) vs Filtros HE de dos etapas con Venturi (en rojo), evaluados bajo el ISO 4548-12 [13].	15
Figura 10. Esquema del flujo a través del cake y el medio filtrante [15].	17
Figura 11. Fórmulas y ejemplo para cálculo de Razón Beta y Eficiencia de captura [16].	18
Figura 12. Esquema donde se muestran diferentes presiones debidas al cake y al medio [15].	20
Figura 13. Pérdidas por fricción en tuberías, en sección constante esta pérdida puede ser media por la altura debido a la caída de presión; $\Delta p_{pg} = h$ [19].	21
Figura 14. Gráfica de viscosidad estándar-temperatura de la ASTM para productos líquidos derivados del petróleo (D 341-43) [17].	25
Figura 15. a) Detalles de un ejemplo de elemento filtrante y b) modelo de un plisado simple para análisis CFD [18].	27

Figura 16. a), b) muestran un alto diferencial de presiones para el tejido plano al presentar un canal de salida angosto, c), d) muestra una reducción del 35% de diferencial debido a un tejido asargado que permite un canal de salida menos cerrado [18].	28
Figura 17. Coeficientes de descarga para placa barrenada. Basado en valores de G.G. Brown et al., Unit Operations, Jhon Wiley & Sons, New York, 1950 [26].	29
Figura 18. Flujo a través de una placa barrenada [26].	30
Figura 19. Localización de la toma de presión salida, medida en diámetros de pipa [27].	31
Figura 20. Banco de pruebas para análisis de resistencia al flujo [30].	34
Figura 21. Esquema de conexión y ubicación de los elementos del banco de pruebas [31].	36
Figura 22. Diagrama ilustrativo de diferenciales de presión medidos y calculados durante la prueba [31].	37
Figura 23. Cuerpo en equilibrio [32].	39
Figura 24. Elemento 2-D en equilibrio al ser sometido a sus respectivos esfuerzos cortantes [32].	40
Figura 25. Ejemplo de energía de deformación y de cortante máximo, para esfuerzos planos [34].	43
Figura 26. a) dominio a modelar, b) elementos triangulares, c) elementos rectangulares, d) elementos rectangulares y cuadrilaterales [37].	45
Figura 27. Diferencias en las soluciones obtenidos para a) un elemento lineal y b) un elemento cuadrático [38].	46
Figura 28. Modelo de esfuerzo plano de una viga con carga axial. El modelo a) con elementos triangulares lineales presenta un valor menor de esfuerzo máximo que el modelo b) con elementos triangulares cuadráticos [39].	47
Figura 29. Formas típicas de elementos discretos tipo a) triangulares y b) cuadrilaterales.	48
Figura 30. Traslación y rotación del cuerpo rígido [48].	52
Figura 31. Conservación en un elemento discreto [51].	60
Figura 32. Diagrama de metodología a seguir en el proyecto.	63

Figura 33. Gráfica comparativa de filtros comerciales, la mayoría ensayados a 28gpm a excepción del modelo LFP9001 a 25gpm.	65
Figura 34. Factores y elementos que influyen en el desempeño de un filtro.	67
Figura 35. Ejemplo de modelado de un modelo de placa espaciadora mediante paquete de diseño para chapas metálicas conformadas.	69
Figura 36. Diferencias entre modelado convencional, a) y c), y modelado mediante paquete especial para placas metálicas, b) y d).	70
Figura 37. Propuestas de diseño para placa espaciadora.	73
Figura 38. Las imágenes T11, T21 y T31 muestran de cerca las 3 propuestas de orificios con orientación horizontal, en las demás imágenes de abajo se muestran sus respectivos diseños con el cambio de orientación.	74
Figura 39. A) porción de pieza, para analizar un sólo orificio y su porción de flujo correspondiente; B) sentido del flujo al que se someterá la pieza.	76
Figura 40. a) porción de fluido a analizar; b) porción de pieza que interfiere al flujo; c) y d) forma final después de extraer geometría de pieza a porción de fluido.	77
Figura 41. Ejemplo de modelo discretizado en elementos tetraédricos, mediante un algoritmo conformado y con elementos de segundo grado (el último no se visualiza en la apariencia del mallado).	78
Figura 42. Resultado de redefinir el tamaño de elemento en las paredes que representan fronteras físicas y necesitan una capa más fina de elementos también tetraédricos, generando un total de 757878 elementos para este ejemplo.	79
Figura 43. Ejemplo de fronteras periódicas unidas (encerradas en azul) a las cuales se les aplica el <i>match control</i> para que los nodos de una empaten en su totalidad con los nodos de la otra.	80
Figura 44. Ubicación y nombre de cada superficie para su posterior análisis en fluent (marcadores rellenos indican superficies visibles y marcadores vacíos indican superficies ocultas por el sentido de visualización), A) para placa espaciadora y B) para tubo central.	81
Figura 45. Gráfica que ilustra las propiedades combinadas de los aceites 15w-40 y 10w-30, entre 0° y 212° F (modificada) [58].	82

Figura 46. Gráfica de viscosidad cinemática contra temperatura de acuerdo con comportamiento logarítmico propuesto en el estándar ASTM D341-03.	83
Figura 47. Esquema donde se ejemplifican los puntos donde se toma la medición.	89
Figura 48. Elementos adicionales para el análisis estático: a) tapa roscada, b) bote, c) tapa superior, d) tapa inferior y e) elemento tipo resorte.	93
Figura 49. Esquema de partes ensambladas para análisis estático.	96
Figura 50. Ejemplo de ubicación de RP1 y RP2 (puntos resaltados en rojo) para el elemento tipo resorte.	97
Figura 51. Ejemplo de ensamble de elementos para análisis estático. A) condiciones previas al desplazamiento del bote y B) bote desplazado generando la condición de precarga con el resorte comprimido.	99
Figura 52. Ejemplo de aplicación de carga estática uniforme en cara que corresponde a la entrada de flujo.	100
Figura 53. Ejemplo de placa espaciadora mallada con elementos triangulares cuadráticos, con un total de 66180 elementos.	101
Figura 54. Número de elementos contra velocidad máxima.	103
Figura 55. Visualización de valores del número de Courant por celda en modelo de validación con orificio de 8mm, usando método <i>Coupled</i> , $dt=0.0005$, 50 incrementos de tiempo, donde se confirma que el valor crítico de 19, estando dentro de los valores recomendados [57].	104
Figura 56. Curva de diferencial de presión de modelo de placa con barreno de 8mm. .	106
Figura 57. Curva de diferencial de presión de modelo de placa con barreno de 13mm	106
Figura 58. Contorno de velocidades resultantes de la simulación de flujo en los casos de placa espaciadora.	107
Figura 59. Perfiles de diferencial de presión para casos de placa espaciadora, obtenidos tras análisis CFD.	108
Figura 60. Gráfica de presión máxima contra el área del orificio para encontrar posible relación.	109
Figura 61. Gráfica de presión máxima contra área total equivalente, para visualizar el efecto al contemplar el total de orificios.	110

Figura 62. Gráfica de presión máxima contra razón de áreas al cuadrado, para visualizar el efecto individual con la porción de flujo correspondiente.	110
Figura 63. Gráfica de presión máxima contra diámetro hidráulico, el diámetro hidráulico depende de la forma y el área del barrenado.....	111
Figura 64. Contorno de velocidades resultantes de la simulación de flujo en los casos de central.....	112
Figura 65. Perfiles de diferencial de presión para casos de tubo central, obtenidos tras análisis CFD.....	113
Figura 66. Esquema para indicar la máxima y mínima posición a lo largo del eje y, para los valores de presión de post-procesamiento.....	114
Figura 67. Gráficas de presión estática en las paredes del modelo de placa espaciadora 1.	115
Figura 68. Resultados de distribución de esfuerzos en MPa tras la precarga del resorte y tras la adición de la presión del fluido.	116
Figura 69. Resultados de distribución de esfuerzos en MPa debidos a la precarga del resorte para los siete casos de placa espaciadora.	118
Figura 70. Ejemplo de resultados de distribución de esfuerzos en MPa tras la precarga del resorte y tras la adición de la presión del fluido.....	119
Figura 71. Ejemplo de distribución de la deformación en mm en los diferentes estados de carga del tubo central.	120
Figura 72. Distribución de esfuerzos en MPa resultantes al estado de precarga en los tres casos principales de tubo central.....	122
Figura 73. Distribución de esfuerzos en MPa resultantes al estado de precarga en los casos T11, T12 y T13 para encontrar el efecto de la inclinación en la distribución de esfuerzos.	123
Figura 74. Gráfica comparativa para encontrar al menos dos propuestas óptimas de placa espaciadora en cuanto a comportamiento en caída de presión y resistencia estructural.	124
Figura 75. Gráfica comparativa para encontrar al menos dos propuestas óptimas de tubo central respecto al comportamiento en caída de presión y resistencia estructural.....	125

Índice de Tablas

Tabla 1. Compilación de datos sobre filtros más comunes en motores Cummins ISX. ...	16
Tabla 2. Fórmulas para el cálculo del factor de fricción y diámetro hidráulico para tuberías no circulares [20].....	23
Tabla 3. Condiciones de precisión y permisibilidad durante la prueba [30].....	34
Tabla 4. Condiciones de precisión y variaciones permitidas en la prueba [31].....	35
Tabla 5. Propiedades para algunos materiales característicos: densidad ρ , módulo de elasticidad E, módulo a cortante G, razón de Poisson ν , y coeficiente de expansión térmica α [33].....	42
Tabla 6. Compilación de los pasos realizados en una simulación CFD típica (modificada) [50].....	53
Tabla 7 Comparación de estándares (SAE HS 806 e ISO 4548-12).....	64
Tabla 8. Estudio del cambio de diseño de elementos influyentes en el desempeño del filtro.	68
Tabla 9. Propuestas de diseño de placa espaciadora y datos principales de cada caso.	72
Tabla 10. Propuestas de diseño de tubo central y datos principales de cada caso.	72
Tabla 11. Variables de diseño para el análisis de placa espaciadora.	75
Tabla 12. Variables de diseño para el análisis del tubo central	75
Tabla 13. Nombre de superficies frontera para análisis CFD.	81
Tabla 14. Propiedades físicas y térmicas del aceite 15w40 [59, 60, 61].....	82
Tabla 15. Propiedades del aceite 15w-40 a -15°C (calculados).....	84
Tabla 16. Parámetros y condiciones del modelo CFD.....	85
Tabla 17. Configuración del método y condiciones de solución.	86
Tabla 18. Condiciones de experimentación, para analizar el efecto del tamaño de elementos cerca de la pared en el valor de la velocidad máxima en modelo de placa espaciadora P2.....	87
Tabla 19. Condiciones de cálculo para seleccionar el valor respectivo de C_d de las curvas experimentales de la figura 17 [59].....	88
Tabla 20. Condiciones de cálculo para definir el respectivo valor de caída de presión [60].	88

Tabla 21. Cálculo de incremento de tiempo, de acuerdo con condición CFL, se define un incremento que cumpla en ambas condiciones.	90
Tabla 22. Condiciones de experimentación para modelo de validación con orificio de 8mm.	91
Tabla 23. Condiciones de modelado y condiciones de las partes 3D en el análisis estático.	94
Tabla 24. Propiedades elásticas y densidad del acero 1008. [63, 64, 65]	94
Tabla 25. Secciones con los espesores de las piezas a analizar.	95
Tabla 26. Configuración de los <i>step</i> en que se divide la simulación.	97
Tabla 27. Configuración de modelo para análisis estructural.	98
Tabla 28. Condiciones de análisis de calidad de la malla.	101
Tabla 29. Resultados de los casos planteados para la validación del modelo viscoso, comparativa entre presiones simuladas contra la presión calculada para el modelo con orificio de 8mm.	105
Tabla 30. Resultados de los casos planteados, basados en los casos 4 y 5, para la validación del modelo viscoso, comparativa entre presiones simuladas contra la presión calculada para el modelo con orificio de 13mm.	105
Tabla 31. Compilación de valores máximos de presión y variables de diseño.....	109
Tabla 32. Resultados de presión máxima para los casos principales de tubo central. ...	113
Tabla 33. Compilación de valores promedio de presión estática en las paredes de los elementos analizados.....	116
Tabla 34. Resultados finales en presión y esfuerzo máximos de cada caso de placa espaciadora.	124
Tabla 35. Resultados finales en presión y esfuerzo máximos de cada caso de tubo central.	125

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

José Abraham Centeno Basurto

Candidato a obtener grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz, en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, con el tema de tesis siguiente:

Análisis estructural de un filtro de aceite para motor de Vehículo Pesado Clase 8

El ingeniero José Abraham Centeno Basurto, nace en la ciudad de Fresnillo Zacatecas, México el 24 de febrero de 1990. Hijo del sr. José Refugio Centeno Domínguez y la sra. Laura Estela Basurto Frausto.

Inicia su formación profesional en el Colegio Nacional de Educación Profesional (CONALEP), obteniendo el título de Profesional Técnico Bachiller en Electromecánica en el 2008.

Posteriormente sigue con sus estudios al ingresar a la Universidad Autónoma de Zacatecas, logrando el grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica en el año 2014.

Al momento de terminar la carrera cuenta con la oportunidad de trabajar por 2 años como Supervisor de Diseño en una empresa automotriz de fundición de aluminio en molde permanente, lo cual le genera el interés de estudiar un posgrado enfocado a la Ingeniería Automotriz.

En agosto del 2016 tiene la oportunidad de estudiar una Maestría en la Universidad Autónoma de Nuevo León con el enfoque en Ciencias de la Ingeniería Automotriz, contando con beca por parte del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT).